浸炭焼入れ歯車の最適表面硬化層厚さについて*

小路 博*** 松本 将** 小林 徹***

概 要

船用主機関用減速歯車として、浸炭焼入れ研削歯車が多く用いられるようになってきた。浸炭焼入れ歯車の設計では、歯面のケースクラッシング、歯元曲げ疲れ強さに大きく影響を及ぼす表面硬化層厚さの選定が重要であるが、十分な選定方法が確立されていないのが現状である。本論文は、歯面ころがり疲れ強さに及ぼす表面硬化層厚さの影響を明らかにし、歯面と歯元の強さをバランスさせる最適表面硬化層厚さにつき検討したものである。歯面強さに対しては2円筒ころがり疲れ試験、歯元強さについては片振り曲げ疲れ試験を実施し、次の2項についての結論を得た。

- (1) 従来から表面硬化層厚さ(t)の選定に良く用いられている式 $t = \alpha m$ (m : モジュール, α : モジュールによって決まる係数) を曲げに対する硬化層選定条件とし、ころがり疲れ試験結果より、かみあい面の限界面圧(ヘルツ応力)を決定する方法
- (2) 歯元すみ肉部曲げ応力およびかみ合い部分の残留応力を考慮したころがり接触に伴うせん断応力を計算し、実験結果より最適な表面硬化層厚さを選定する方法

The Most Suitable Case Thickness of Casecarburized and Hardened Gears

By Hiroshi Komichi
Susumu Matsumoto
Toru Kobayashi

Abstract

There is a growing tendency of using casecarburized, hardened and ground gears as reduction gears for marine main engines. In designing casecarburized and hardened gears, the most suitable case thickness which has an effect upon the casecrushing strength of the tooth surface and the bending strength of the tooth root is of prime importance. Under present conditions, however, there is no established method of determining the case thickness.

This paper deals with the most suitable case thickness which balances the fatigue strength between the tooth surface and the tooth root. The rolling contact fatigue strength of the tooth surface was examined with the use of a two-disc machine, and the bending strength of the tooth root by means of an unidirectional pulsating load machine. As a result of the examination, the following two methods were obtained.

- (1) A method of obtaining the critical contact pressure (Hertzian maximum pressure) from the results of the rolling contact fatigue test on the assumption that $t = \alpha m$ (m : module, α : constant determined according to module), which is widely used in determining the case thickness, expresses the most suitable case thickness against the bending stress.
- (2) A method of determining the most suitable case thickness with the use of the test results and calculations made of the bending stress at the tooth root and also of the shear stress created by the rolling contact in consideration of the residual stress.

* 原稿受付 昭和50年1月31日

** 正会員 三菱重工業(株)長崎研究所(長崎市飽の浦町1-1)

*** 三菱重工業(株)長崎研究所(長崎市飽の浦町1-1)

1. 緒 言

船用主機減速歯車は機関高出力化に伴うコンパクト化が求められ、ディーゼル主機減速用を中心として表面硬化歯車を用いる機会が増して来た。艦艇用としてはディーゼル、タービン主機を問わず表面硬化歯車を用いた例は多いが、タンカーのような巨大商船用に用いられた例は少ないようである。

表面硬化歯車は表面から内部にかたさ（強さ）の低下が存在し、熱処理および加工に伴う残留応力の影響も無視できないため、強度的取扱いが複雑となり、その設計法はまだ十分に確立されていない。1軸7～8万PS以上の主機をもつタンカー用として表面硬化歯車を前置歯車とした3段減速方式の採用も検討されているが、高度の信頼性が要求されるこの種の減速歯車に用いるためには、より十分な強度設計法の確立を図って行く必要がある。本論文は、表面硬化歯車の中でも、歯面の研削仕上げが可能で船用に適した高精度が期待できる浸炭焼入れ歯車の面圧強さと歯元曲げ疲れ強さをバランスさせる設計法に関するもので、特に浸炭焼入れ硬化層厚さの選定法について述べたものである。

2. 従来の硬化層厚さ選定法

周知のように、歯車の強度設計は潤滑条件を考慮した面圧設計、歯元強さ設計の両面から実施する。浸炭焼入れすることにより面圧強さ（ころがり疲れ強さ）は調質鋼の場合に比較して著しく向上するが、接触面が馴じみ難しく、内部は硬化されていないため片当りなどにより部分的にでも過負荷状態になれば、歯面が大きくはく離する危険も増している。スポーリングやケースクラッシングと呼ばれるこれらの損傷は、いわゆるピッチングよりも損傷ピットが大きく、かみあい時に大きな動荷重を誘起し歯元の折損へ容易につながるため、船用減速歯車としては致命的な損傷である。

浸炭焼入れ歯車では、面圧強さと歯元曲げ強さに対応

する許容伝達馬力が同程度になり、多くの場合歯元曲げ強さを十分にとるよう設計される。浸炭焼入れ歯車の設計では硬化層厚さの選定が重要である。一般的には歯車のモジュールを m とすれば、表面硬化層厚さ $t = \alpha m$ （ α ：モジュールによって決まる係数）で示されている。良く知られている数種類の規格や設計書での硬化層厚さの推奨値を図1に示すが、推奨値といわれるものもかなりの差があることがわかる。このような m に比例した硬化層厚さを選定する方法^{1)～6)}は、主に歯元曲げ強さが十分になるようにする設計思想である。この方法だと m が同じであれば、負荷の大小に関係なく t が決まってしまう、歯面強さに対して十分かどうか判断し難いという欠点がある。つまり、図1に従って t を選定すれば、歯の折損については経験的に防止できる用途はたつても、歯面損傷が防止できるかどうかは不明なのである。そのため、歯面強さに対しては面圧を計算し、別途損傷の発生しない硬化層厚さを求める必要が生じる。

面圧強さから硬化層厚さを決めようとする試みは古くはBeechingら⁷⁾によって行なわれ、ころがり接触に伴って生じる内部の片振りせん断応力 τ_{45° が圧縮降伏応力の $1/2$ を越えないという条件から、硬化層厚さの必要最小値を決定する方法を示した。また、Pedersenら⁸⁾は浸炭焼入れ（自動車用ハイポイド歯車）の硬化層厚さ選定のため、熱処理による残留応力を考慮し（歯車での測定ではなくASTMの丸棒鋼データから推定）、残留応力を考慮した片振りせん断応力 τ_{45° とせん断降伏応力 τ_k の比が0.6以上でケースクラッシングが避けられないことを示し、Beechingらの考えを拡張した。残留応力分布は形状の影響を受けるため歯車あるいは試験片そのものを測定しなければ意味が少ないが、残留応力の測定が困難なこともあり、この10数年来本問題に関する研究はほとんど行なわれていない。

より簡単な t の選定法として、Buckingham⁹⁾は、 τ_{45° が最大となる接触面からの深さを d とすれば $t = 2d$ が最良であるとした。また、石田¹⁰⁾は浸炭焼入れしたローラを用いてころがり疲れ試験を行ない、損傷深さの測定結果より $4d$ 以上は必要としている。その他数多くの文献を調べてみても、 τ_{45° あるいは両振りせん断応力 τ_{xy} が最大となる深さを硬化層厚さ選定の基準にすることは共通しているが、推奨値は $t = (1 \sim 4)d$ の範囲に含まれ、どの値を選べば良いかははっきりしていない。また、内部の疲れき裂が原因となるケースクラッシングと表面の疲れき裂が原因となるスポーリングが混同されている傾向もある。

かたさを同じに保てれば、定性的には面圧強さに対しては t は大きいほうが良く、歯元曲げ疲れ強さに対しては逆に薄いほうが好ましいという相反する性質を設計の際にうまくバランスさせることは、図2に示すような最適設計点Pを設定することに他ならない。なお、かたさが小さい場合は、スポーリング強さが低下するため、P'

図1 表面硬化（浸炭）層厚さの推奨値

図2 最適設計点モデル

と P' の間の l を選定しなければならないが、一般には実験のような関係になる場合が多い。

本論文では、従来の方法と異なる面圧強さに対する硬化層厚さの選定法を述べ、歯元強さとバランスさせる方法を筆者らの行なった実験結果に基づいて明らかにして行く。

3. ころがり疲れ強さと硬化層厚さ

浸炭焼入れ歯車のころがり疲れ（歯面）損傷にはケースクラッシング、スポーリング、ピッチングの3種類がある。このうち、硬化層厚さと最も関連の深いのはケースクラッシングである。後の2者は接触面に生じる接線力の繰返しが損傷の主因であるため、硬化層のうちでも特に表面かたさとの関連が強い。本章では2円筒ころがり疲れ試験によって得られた各損傷の発生限界と硬化層諸元（硬化層厚さ、かたさ）との関係を述べる。

3.1 試験機および試験条件 使用したころがり疲れ試験機の概略を図3に示す。歯車機構により試験ローラ接触部にころがりすべりが与えられ、荷重は2,500

図3 試験機

図4 試験片の形状と寸法

表1 試験片の熱処理条件とかたさ

試験片	浸炭条件 ($^{\circ}\text{C}$, h)	焼入れ 条件 ($^{\circ}\text{C}$, h)	焼もどし 条件 ($^{\circ}\text{C}$, h)	有効硬化層 厚さ* (mm)	表面かたさ** (kg/mm^2)	心部かたさ** (kg/mm^2)
A	930, 15	820, 5 油(50 $^{\circ}\text{C}$)	150, 4	3.0	805	375
B	930, 9	820, 3 (150)	180, 2.5	1.5	715	330
C	930, 6.5	820, 2 (150)	180, 2.5	1.1	740	310
D	930, 3.25	820, 2 (150)	180, 2.5	0.7	770	310
E	930, 15	820, 5 (50)	260, 3	2.6	690	370
F	930, 13	830, 5 (150)	150, 3	2.0	730	350
G	930, 15	830, 5 (50)	150, 3	2.5	845	375
H	930, 8.5	700, 3 (20)	150, 3	1.8	835	300
I	930, 15.2	830, 4.8 (150)	150, 3	2.8	720	450
J	930, 8.5	830, 2 (150)	150, 3	1.5 (0.5)	600	300

* ビッカースかたさ=513 kg/mm^2 となる深さ (JIS G 0557)

** かたさはビッカースかたさ (測定荷重 1 kg, 保持時間 30 s)

*** () 内は冷却温度

**** $H_v=600$ の深さ 0.5 mm, 1 mm 深さでは $H_v=720$

kg まで加えることができる。試験片の形状と寸法は図4のとおりである。素材はすべて SCM 24H でガス浸炭焼入れを行なった。熱処理時の形状は、ボス部幅 40 mm、穴直径 10 mm で試験面以外は銅めっきにより浸炭防止をし、熱処理後に図4の形状に仕上げた。硬化層厚さは、浸炭時間、焼入れ焼もどし温度などを変えることにより、表1のようなものを作成した。試験部外周はすべて円筒研削により所定の各表面あらさに仕上げた。

接触面の潤滑には、ギヤ油 1 種 5 号無添加基油を用いた。油温は $80 (\pm 2)^{\circ}\text{C}$ (粘度 34.5 cSt) に保ち、毎分 1 l の割合でローラかみ込み側に噴射給油した。ローラ回転速度は低速側（下ローラ）を 1,160 rpm 一定とし、高速側（上ローラ）の速度を変え、下ローラすべり率を 0%（純ころがり）、-25% とした。下ローラすべり率は、上ローラ N_1 rpm, 下ローラ N_2 rpm とすると $(1 - N_1/N_2) \times 100\%$ で示される。

運転は、赤ペンで接触面の当りが良好であることを確認し、アセトンで清浄にした後に、無負荷状態で所定の回転速度にした。荷重は回転状態で約1分で所定の値となるようにした。試験片の組合せは、すべて同じ熱処理、表面あらさのもの同士で行ない、負荷レバーに振動スイッチを取付け、損傷発生に伴う振動により駆動モータが停止するようにした。

3.2 損傷の発生限界

3.2.1 損傷の形態 損傷の典型的例を図5に示す。(a)はケースクラッシングで、表面硬化層(エッチングにより白く見える)と心部との境目付近に生じるき裂が原因である。(b)はスポーリングの例で、損傷深さが硬化層厚さに比較してずっと浅いのが特徴であり、接触面あるいはごく表面近傍に発生するき裂が損傷の源になると考えている。ピッチングはスポーリングのビット径が

図5 損傷部の断面写真
(すべて下ローラの軸直角中央断面)

図6 T と損傷発生までの繰返し数との関係

小さくなったもの(筆者らは直径2mmをその境としているが厳密な区別方法は確立されていない)と考えて良い。

3.2.2 表面硬化層厚さの影響 表面硬化層厚さ(t)として、JIS G 0577(1965)に示されている有効硬化層厚さを用いる。

ケースクラッシング寿命は、表面かたさ(H_{vs})、硬化層厚さ(t)が大きいほど長くなるため、 $H_{vs} \cdot t$ をケースクラッシング寿命を延ばす因子と考え、無次元化するため寿命を短かくする因子 $p_{max} \cdot R$ (ヘルツ応力×相対曲率半径)で割った係数 $T = H_{vs} \cdot t / p_{max} \cdot R$ で実験結果を整理してみた。図6に示すように、 $T \leq 0.31$ でケースクラッシング(損傷発生までの繰返し数は 10^6 回以下)、 $T > 0.31$ (繰返し数は 10^6 回を超える)でスポーリングとなっている。 10^6 回を超える大きな繰返し数が要求される接触面の致命的損傷はスポーリングで、ケースクラッシングを防止することがスポーリングを発生させないための必要条件であることがわかる。

スポーリングは $T > 0.31$ の領域で発生するが、図6のみからはその発生限界を明確にすることができない。スポーリングはごく表面のはく離損傷であり、 H_{vs} と潤滑条件の影響を強く受ける。図7は H_{vs}/p_{max} で実験結果を整理した場合である。 $H_{vs}/p_{max} = 4.1$ (10^7 回繰返し数)でスポーリングが発生する。この場合の潤滑状態を示す D 値(接触面最大高さあらさの和/EHL最小油膜厚さ¹¹⁾)は2~80であるが、摩擦係数 μ は0.06~0.07とほぼ一定であり、同一 p_{max} では特にスポーリング寿命に差は生じなかったため、接触面が油膜で完全に分離されない場合として一括して取扱った。摩擦係数を考慮して実験結果を整理すると $H_{vs}/\mu \cdot p_{max} < 62.5$ でスポーリングが発生する。

ピッチングは試験片Jで発生した。この場合は焼もどし温度を高くし、 H_{vs} が内部かたさよりも小さいという変則的なかたさ分布である。接触面に無数のき裂が発生し、ひび割れ状のピッチングとなった。浸炭焼入れとして健全なかたさ分布をもつ試験片FとJとを比較すると、図

図7 表面かたさと損傷の関係

図8 S-N曲線(JとFの比較)

8のようにJのほうが限界 p_{max} がかなり小さくなるが、繰返し数 10^7 回での H_{Vs}/p_{max} の値はあまり変わらない。スポーリングとピッチングは形態(ピット寸法)がやや異なるが、接線力の繰返しによりころがり疲れの原因となるき裂が表面に発生するのは同様だと思われる。Jのようにごく表面近くで内部のほうがかたい材料では、表層のやわらかい部分がケースクラッシングとなりピッチングと混在した様相を示す場合が多い。これは内部のかたい層と表面のやわらかい層との境にもき裂が発生しやすいためで、ピット深さはその境界付近とほぼ一致した。なお、Jのようなかたさ分布では、大きなピット(スポーリング)となり難いため徐々にピット数が増加する経過をたどり、損傷が発生してもすぐには致命傷とはならない。しかし、実用上、歯面の異常摩耗(歯形誤差の増大)へつながる危険が非常に大きく、浸炭焼入れ歯車ではJのようなかたさ分布は避けねばならない。

潤滑条件が良好な場合($D < 2$)ではスポーリング寿命は延びるが、ケースクラッシング寿命は延びない。接触面が油膜で分離される場合は、接触面で金属接触が発生しないので、硬化層内部の各深さで p_{max} がshake down limit(各深さのかたさを基準とした両振りねじり疲労限に、残留応力を考慮したせん断応力が等しくなった場合)を越えるとスポーリングあるいはケースクラッシングになると考えている。

3.2.3 損傷発生限界と残留応力 試験ローラの表面および内部の残留応力は、ローラ外周を円筒状電極を用いた電解研摩法により均一に除去し、X線回折法により円周方向と軸方向の回折強度分布曲線を求め $2\theta - \sin^2\psi$ 法¹²⁾により応力に換算した。換算の際のヤング率、ポアソン比はそれぞれ $21,000 \text{ kg/mm}^2$ 、 0.28 とした。

材料のせん断降伏応力 τ_k は $H_v/6$ (H_v :各深さのビッカースかたさ)で示される¹³⁾ことが知られている。そこで実測した残留応力を考慮した片振りせん断応力 τ_{45° と τ_k の比が内部で最大となる値を各試験ごとに求め、損傷

図9 τ_{45°/τ_k と損傷発生までの繰返し数の関係

発生までの繰返し数との関係を求めてみた。図9に示すように、ケースクラッシングの発生限界は $\tau_{45^\circ}/\tau_k \approx 0.5$ となった。この値は材料の疲労限に相当している。ケースクラッシング損傷防止のためには τ_k を増す(硬化層のかたさを増す)か τ_{45° を小さくする(硬化層の圧縮残留応力を大きくする)のが適切であるが、かたさ変化と残留応力の変化は対応しており、一方のみ変えることは困難である。スポーリングに対しても $\tau_{45^\circ}/\tau_k \approx 0.4$ がほぼ損傷発生限界となることがわかった。圧縮残留応力は τ_{45° の大きさ(振幅)を小さくする効果をもつが、そのため、 τ_{45° が両振りに近づき、ころがり疲れに対して一長一短の作用をする。 μ を考慮して τ_{45° を計算すれば、 τ_{45° に μ の影響ははいるので、 $\tau_{45^\circ}/\tau_k \approx 0.4$ はスポーリング限と考えて良いが、接線力と残留応力およびころがり疲れとの関係がまだ十分に解明されていないため、ここではこれ以上言及しないことにする。

4. 歯元疲れ強さと硬化層厚さ

歯元疲れ強さには圧縮残留応力が大きく影響する。 H_{Vs} が同じであれば、硬化層が薄いほうが歯元の圧縮残留応力が大きくなるため損傷が生じ難くと思われる。Rettig¹⁴⁾や会田ら¹⁵⁾の研究によると、歯元曲げ疲れ強さに対しては最適な硬化層厚さ(曲げ強さが最大となる)が存在し、 $t \approx 0.2m$ 程度の硬化層厚さを推奨している。これは曲げに対する最適硬化層厚さにおいて圧縮残留応力が最大となるためであるが、常に $t=0.2m$ が最適とはいえない面もある。そこで、筆者らも歯元曲げ疲れ試験を行ない、曲げに対する最適硬化層厚さについて検討することにした。

4.1 試験機および試験条件 使用した5トン油圧式片振り曲げ疲れ試験機を図10に示す。繰返し速度は $1,300 \text{ cpm}$ で、ひずみゲージ貼付けによって確認した歯元曲げ応力は正弦波形である。

試験歯車の諸元、熱処理などを表2に示す。各歯車と

図10 試験機の主要部

表2 試験歯車の諸元と熱処理

試験片	材 料	浸炭条件 (℃, h)	焼入れ条件 (℃, h)	有効硬化層厚 (mm)	表面 ビッカース かたさ (kg/mm ²)
A		—	800 0.5 (180, 3) 焼もどし	—	410
B	SNCM 23	930, 5	850, 1	1.1	895
C		930, 12	850, 1	1.75	850
D		930, 24	850, 1	2.65	810
E	SNC 22	930, 12	850, 1	1.75	825

歯車諸元：モジュール8，歯数14，歯幅10mm，工具圧力角20°
ねじれ角0°（すくば平衡車）

図11 負荷作用方向

も磁気探傷により表面欠陥のないことを確認しており、歯底部丸み半径は拡大写真により精密に測定した。負荷方向は図11のようである。負荷の歯すじ方向の片当りは、歯元に歯すじ方向に2枚のひずみゲージ（ゲージ長さ1mm）を貼付けて歯元応力を測定しつつ調整、防止した。また、負荷チップ部の負荷による上下変位量が10μm以下であることをダイヤルゲージで確認し、疲れ試

表3 歯元応力の計算と測定結果

	歯元引張側応力 kg/mm ²	歯元圧縮側応力 kg/mm ²
FEM	57.3	65.7
ひずみゲージ法 (実測値)	58.0	64.0
会田・寺内の式	51.5	61.2

図12 疲労試験結果

図13 曲げ疲れ限度と硬化層厚さ，残留応力との関係

験にはいった。

歯元残留応力は、歯溝にX線を照射し、ローラの場合と同様に $2\theta - \sin^2\phi$ 法により求めた。

4.2 歯元応力の計算 負荷時における歯元実応力は有限要素法（FEM）で求めた。計算は6節点3角形要素による平面応力解析とした。FEM計算結果は表3に示すように、ひずみゲージによる歯元応力測定結果と良く一致し、実応力計算式として有名な会田・寺内の式¹⁰⁾による計算結果は測定結果と比べてやや小さな値（約10%）となった。

4.3 試験結果 曲げ疲れ試験の結果（S-N曲線）を図12に示す。縦軸は前述のFEM計算による引張り側実応力で、横軸は破断までの繰返し数である。なお、破

断き裂はすべて 30° 接線法により求めた最弱断面で生じた。

曲げ疲れ強さと初期残留応力、表面硬化層厚さとの関係を図 13 に示す。

A は浸炭してない素材であるため疲れ強さが最も低い。B～D は SNCM 23 の場合であるが、残留応力が大きくなるほど、疲れ限度が高くなる。 t や H_{VS} は材種が決まれば圧縮残留応力の大小に帰着できるため、 t 、 H_{VS} と残留応力との関係の解明が設計に役立ちそうである。

E は SNC 22 の浸炭焼入れの場合であるが、SNCM 23 に比べ圧縮残留応力の形成が大きく、疲れ限度も高くなった。この原因は、SNC 22 のほうが素材 Ni % が多く、焼入れ効果に差が生じたためと考えられる。なお、B～E の浸炭焼入れ後の金属組織には残留オーステナイトは認められなかった。

次に、 σ_u ：片振り曲げ疲れ強さ、 σ_{uop} ：残留応力の寄与を含まないときの片振り曲げ疲れ強さ、 σ_r ：残留応力（圧縮残留応力を負）、 σ_T ：真破断力とすると、理論的に次の関係が成立つ。

$$\sigma_u = (1 - \sigma_r / \sigma_T) \sigma_{uop}$$

σ_u を推定するためには、 σ_r 、 σ_T 、 σ_{uop} と諸条件との関係を求めれば良い。

測定結果より、 σ_r は次式で推定できる。

$$\sigma_r = k_2 H_{VS} (m/t)^n$$

k_2 は材種によって決まる係数、SNCM 23 で $k_2 = 0.03$ 、SNC 22 では $k_2 = 0.04$ である。また、 n は本測定では 0.4 であった。会田ら¹⁵⁾の SCM 21 浸炭焼入れ歯車での測定結果を本式で整理すると、 $k_2 = 0.03 \sim 0.04$ 、 $n = 0.4$ であり、材種、モジュールの違いによる係数のばらつきはあまりないようである。

σ_T 、 σ_{uop} はかたさが決まれば一義的に決まる性質のものであるため、材種、熱処理条件およびモジュールが決まれば σ_r が求まり、 σ_u が推定できる。推定した σ_u と運転条件から計算した歯元曲げ実応力とを比較すれば、歯元折損の有無を予想することができる。

5. 歯面強さと歯元強さのバランス設計

5.1 残留応力を考慮しない場合 損傷が発生させないためには、次の条件を満たすことが必要である。

(i) ケースクラッシングに対して

$$H_{VS} \cdot t / p_{\max} \cdot R \geq \beta \quad (1)$$

(β ：材種、熱処理条件によって決まる係数 ≈ 0.31)

(ii) スポーリング（ピッチング）に対して

$$p_{\max} \leq r H_{VS} \quad (2)$$

(r ：潤滑条件によって決まる係数 $D < 1$ で 0.4、 $1 \leq D < 2$ で 0.3、 $2 \leq D$ で 0.24)*

(iii) 歯元折損に対しては、従来の推奨値を用いて

$$t = \alpha m \quad (3)$$

(3) 式を (1) 式に代入すると、

* 筆者らの行った他のころがり疲れ試験から推定

$$p_{\max} \leq (\alpha m / \beta R) H_{VS}$$

となるため、(2) 式と比較して、 r と $(\alpha m / \beta R)$ の小さいほうの値を歯面強さ設計に際して選択すれば良い。

すなわち、 $p_{\max}$ を次式で規定する。

$$p_{\max} \leq \text{MIN} \{ \alpha m / \beta R, r \} \quad (4)$$

歯面強さと歯元強さをバランスさせて最適表面硬化層厚さ t を求める方法は次のようである。伝達馬力などの設計条件より、歯車の必要モジュールを求め、 $t = \alpha m$ によりまず、経験的な表面硬化層厚さを求める。その t に対する限界の $p_{\max}$ を上記の方法で求めるのが良い。かみあいの進行とともに変化する $p_{\max}$ の最大値を計算し、歯面強さに対する必要硬化層厚さが $t = \alpha m$ で求めた値よりも大きくなった場合、 m を大きくし、面圧に対する厚さと曲げに対する厚さがうまくバランスする（等しくする）まで計算を繰返す必要がある。

5.2 残留応力を考慮した場合 残留応力は硬化層厚さと密接な関係があり、前述したように、歯面、歯元の強さに及ぼす影響が大きいため、残留応力値を考慮した設計法も必要である。

表面近傍の圧縮残留応力が大きいほうが歯元疲れ強さは大きくなるが、面圧強さに対しては必ずしも大きいほうが良い訳ではない。

すなわち、 τ_{45° / τ_k は表面下 0.02～0.04 mm で 0 となるが、表面では 0 とならない。これはころがり接触に伴う周方向応力 σ_x に周方向残留応力 σ_{xr} が圧縮側に加わると、主応力差が減少して τ_{45° が小さくなるが、 σ_{xr} が過大であれば表面の τ_{45° が値をもち、表面からのき裂による損傷が発生しやすくなるためである。つまり、歯元曲げ強さを増すことを考慮するあまり表面の圧縮残留応力を過大にすることは歯面の損傷を誘起することになる。

設計に際しては、前述した試験結果を考慮し、次の式を同時に満足する必要がある。

(i) ケースクラッシングに対して

$$\tau_{45^\circ} / \tau_k \leq 0.5 \quad (5)$$

(ii) スポーリングに対して (τ_{45° / τ_k が最大となる深さが t よりも小さい場合)

$$\tau_{45^\circ} / \tau_k \leq 0.4 \quad (6)$$

(iii) 歯元折損に対して

$$\sigma_u \leq (1 - \sigma_r / \sigma_T) \sigma_{uop} \quad (7)$$

それぞれの式で τ_{45° および σ_u は計算で求めねばならないが、 σ_r 、 σ_T 、 σ_{uop} 、 τ_k は表面硬化層厚さ、かたさと関連づけることができる。

$\tau_k = k_1 H_{VS}$ 、 $\sigma_r = k_2 (m/t)^n H_{VS}$ 、 $\sigma_T = k_3 H_{VS}$ 、 $\sigma_{uop} = k_4 H_{VS}$ で示される（ただし、 $k_1 \sim k_4$ は熱処理および材種によって決まる係数）ので、 θ を τ_{45° / τ_k が最大となる深さのかたさと H_{VS} との比とすると、(5)～(7) は次のように表わすことができる。

$$\tau_{45^\circ} \leq 0.5 k_1 \theta H_{VS} \quad (5')$$

$$\tau_{45^\circ} \leq 0.4 k_1 \theta H_{VS} \quad (\text{条件付}) \quad (6')$$

$$\sigma_u \leq \{ 1 - k_2 (m/t)^n / k_3 \} k_4 H_{VS} \quad (7')$$

表 4 係数の選定

k_1	k_2	k_3	k_4	n
0.167	0.03 }	0.23* }	0.10* }	0.4
	0.04	0.29**	0.12**	

* Hvs=600 のとき

** Hvs=800 のとき

これらを同時に満足するように設計すれば良い。ただし、(6') 式には (6) 式と同様の条件がついている。なお、係数の値としては表 4 に示す値が浸炭焼入れ歯車では適当である。

表面硬化層厚さに関係のあるケースクラッシングと歯元折損強さをバランスさせるためには、計算により $\tau_{4\phi}$ 、 σ_u を求め、(5') 式と (7) 式より等号の成立つ場合を選択し、

$$\frac{\sigma_u}{\tau_{4\phi}} = \frac{\{1 - k_2 (m/t)^n / k_3\} k_4}{0.5 k_1 \theta} \quad (8)$$

とすることである。スポーリングに対しては (2) 式または (6) 式で限界の $p_{\max}$ を規定しなければならない。

なお、(5)~(7) によると右辺の H_{vs} が大きいほうが強度設計としては安全側になるが、筆者らの行なった浸炭焼入れローラによるスコ어링試験では、 H_{vs} が必要以上大きいと接触面が馴じみ難く、スコ어링強さが小さくなる傾向があるため注意する必要がある。

5.3 寿命係数について 船用減速歯車は非常に多くの繰返し数（積算かみあい回数）が要求され、商船用としては $10^8 \sim 10^9$ 回程度になる。面圧強さのうちスポーリング（またはピッチング）に対して、設計の際に寿命係数 C_N を考慮するかどうかが問題である。日本機械学会の円筒歯車負荷容量計算式¹⁷⁾で推奨している Tuplin の面圧強さに対する C_N は、表面硬化歯車では $10^8 \sim 10^9$ 回の繰返し数に対して、0.5~0.3 と非常に小さくなる。 C_N は繰返しに伴う歯面の摩耗などを考慮するため、 10^7 回以上では $C_N \leq 1$ とする必要があるといわれている。この考えに従えば、(2) 式のスポーリング強さに関する係数を $r C_N$ としなければならない。

筆者らは、 C_N は歯面摩耗（なじみに相当する摩耗）が生じる可能性のある $D > 2$ （潤滑条件があまり良くない）場合にのみ考慮する必要があり、 $D < 2$ の潤滑条件の良い場合は特に C_N は考慮しなくて良いと考えている。これは D が小さいと接触面の摩耗が少なく、表面またはごく表面近傍にスポーリングの原因となるき裂が発生し難くなるためである。

歯元曲げ疲れ強さに対しては、 10^7 回での値を採用してさしつかえないようであるが、安全のため 10^7 回を越える場合、寿命係数として 0.9 を採用しておけば問題ないと思われる。歯面が摩耗する条件では、歯車誤差の増大により動荷重も増すので、寿命係数を小さくする必要はあるが、定量的な係数値の推奨は現状では困難である。

6. 結 言

浸炭焼入れ歯車の歯面強さ（スポーリング、ケースクラッシング）と歯元曲げ疲れ強さをバランスさせる表面硬化層厚さの選定のため、2 円筒ころがり疲れ試験、歯元曲げ片振り疲れ試験を行ない、次のことを明らかにした。

(1) 歯元曲げ疲れに対する最適硬化層厚さとして、従来から良く用いられている式 $t = \alpha m$ を用いると、次式によりかみあい面の面圧（ヘルツ応力）を押えれば、ケースクラッシング、スポーリング（ピッチング）が発生せず、歯元折損に対しても良好な設計が実現できる。

$$p_{\max} \leq \text{MIN} \{ \alpha m / \beta R, r \} H_{vs}$$

(2) 残留応力を考慮する場合は、硬化層内部の残留応力分布を考慮し $\tau_{4\phi}$ 分布を求め、次の式を同時に満足するよう諸条件を設定する。

・ ケースクラッシングに対して $\tau_{4\phi} \leq 0.5 k_1 \theta H_{vs}$

・ スポーリングに対して $\tau_{4\phi} \leq 0.4 k_1 \theta H_{vs}$

（ただし、 $\tau_{4\phi} / \tau_k$ が最大となる深さが t よりも小）

・ 歯元折損に対して $\sigma_u \leq \{1 - k_2 (m/t)^n / k_3\} k_4 H_{vs}$
 $\tau_{4\phi} / \sigma_u = 1$ が強度がバランスする場合である。

なお、歯元曲げ疲れ強さを求める簡便式はまだ改良の余地があり、今後は式の精度を増す方向で研究を進めて行く予定である。

文 献

- G. Niemann: Maschinenelemente II, p.75 (1965) Springer-Verlag
- MAAG GEAR BOOK p. 423 (1963)
- D.W. Dudley: Practical Gear Design, p.165 (1954) McGraw-Hill
- BSS-235: Gear for Traction (1951)
- Gleason Works: Design Data for Automotive Drive Axles (1954)
- 歯車便覧, p.592 (昭44) 日刊工業新聞社
- R. Beeching, W. Nicholls: Proc. I.M.E., vol. 158 p. 317 (1948)
- R. Pedersen, S.L. Rice: SAE Trans., vol. 68 p. 360 (1960)
- E. Buckingham: SAE J., vol. 58 p. 22 (1950)
- 石田健二郎: 機械設計, 6 巻 5 号 p.9 (昭37)
- D. Dowson: Proc. I.M.E., vol. 182 Pt 3A p. 151 (1967-68)
- 日本材料学会編: X線応力測定法, p.251 (昭46) 養賢堂
- D. Tabor: The Hardness of Metals, p. 105 (1951) Oxford
- H. Rettig: VDI-Z, vol. 111 No. 4 p. 274 (1969)
- 会田俊夫: 機械の研究, 23 巻 6 号 p.905 (昭46)
- 会田俊夫, 寺内喜男: 日本機械学会論文集, 27 巻 178 号 p.862 (昭36)
- 動力伝達用歯車設計資料調査研究分科会: 日本機械学会誌, 72 巻 600 号 p.156 (昭44)

〔質 疑 応 答〕

質問者 石川島播磨重工業(株) 滝 晨彦

〔質問〕 1. $\tau_k = H_v/6$ とおられている。残留応力はこの H_v の中にすでに含まれているのではないか？ 従って $H_v/6$ と残留応力を加算するのは残留応力の過大評価のように思うがいかがか？

2. 歯幅6mmは小さ過ぎて、ケースクラッシングが容易い状態にあるのではないか？

3. スポーリング(ピッチング)の発生原因に表面の接線力やかたさが重要であるとされながら、一方応力解析にて最弱点位置が表面より内部にあるとされているのは矛盾していないか？

4. 曲げに対し結論的には $t \approx 0.2m$ を仮に借用されているが、図2では曲げ強度が t の増加につれ減少しているのは何故か？

〔回答〕 (1) 押込み深さの浅いビッカースかたさ(H_v)は被測定面の残留応力の影響を受け、被測定面に圧縮残留応力が存在すれば、残留応力がない場合に比べて H_v としてはやや大きな値となります。本論文では、この残留応力の影響が入った $\tau_k (=H_v/6)$ と τ_{45° を比較して損傷発生の有無を検討しました。 τ_k 、 τ_{45° のいずれにも残留応力が影響しています。しかし τ_k と τ_{45° は、前者は材料の強さ、後者は材料に加わる外力として、それぞれを独立したものとして処理できます。「 $H_v/6$ と残留応力を加算するのは残留応力の過大評価」という御指摘ですが、前述のように $H_v/6$ と残留応力を加算する方法は採っていません。したがって残留応力の過大評価とはなっていないと考えます。

ただ残留応力値の評価についてですが、X線回折法による測定で得られた残留応力値はミクロな格子ひずみを検討しているため、測定値を修正することなく本例のような強度検討に適用して良いかどうかは問題の残る点だと思います。筆者らの経験では、X線回折法による残留応力値が、同一箇所をひずみゲージ貼付法(機械加工による応力開放)で得られた値よりも大きくなるため、測定値自体の評価について実用上解決しなければならない問題も多く残っていると考えています。

なお $\tau_k = H_v/6$ は、ビッカース圧子の圧入により約8%のひずみが生じた状態となっており、2%耐力などを降伏応力とする場合よりも、やや大きな降伏応力を採用していることになります。

(2) 幅を変えた実験を行っていないので、御指摘の状態かどうか判りません。実験結果では、 $\tau_{45^\circ}/\tau_k \approx 0.5$ でケースクラッシングとなっており、外力としての τ_{45° がせん断降伏応力 τ_k の1/2すなわち材料の疲労限に近い値で損傷が発生しています。疲労限よりも低い値では損傷が発生していないことから、実験結果としては妥当であり、ケースクラッシングの特性を良く表わしていると考えられています。

幅が広い場合、硬化層と芯部の境に生じた疲れき裂が軸方向(回転方向に直交)へ進展しても内部に停留し得る可能性があり、き裂発生が直ちに損傷とはならない場合もあると考えられます。筆者らは、き裂が内部に生じたら容易にケースクラッシングになると考えており、き裂停留によるケースクラッシング寿命の増加は実用的なオーダーでは生じないと推定しています。

(3) 接触面の潤滑条件が良くない場合($D > 2$)に生じるスポーリングの原因となる最初のき裂は表面あるいはごく表面に近い層(内部であるが、せん断応力が最大となる深さよりも浅い)に生じると考えています。この見地から、接線力、表面かたさおよびごく表層の残留応力が重要な因子となります。これらの因子を同時に処理する方法として、本文でも少し触れたように、 μ (摩擦係数)を考慮して τ_{45° を計算し、ごく表面近くの τ_{45°/τ_k 分布を求める方法が良いと思いますが、 μ の τ_{45° 分布に及ぼす影響が小さく($\mu = 0.1$ になっても深さ方向の τ_{45° 分布はあまり変らない)、スポーリングの発生原因は一つの方法で完全には説明がつかず、今後の検討が必要と考えています。

実用式ということで、本論文では残留応力を考えない場合((2)式)と残留応力を考える場合((6)式)の2つの限界式を示しました。(6)式のほうが便宜的に用いる式ですが、 τ_{45° 、 τ_k の見積り精度をあげて行けば、両式は本質的に差の生じないものと考えています。

(4) 図2はモジュール一定とした場合のモデルです。厳密には、歯元疲れ強さを表わす曲線は、残留応力、硬化層かたさなどの影響で、ある硬化層厚さ強さが最大となる上に凸の曲線になるものと考えられます。その場合の最適硬化層厚さとして $t = 0.2m$ を採りました。表面かたさが同じだと、硬化層厚さが大きいほうが圧縮残留応力が小さくなり、曲げ疲れ強さが低下して行く傾向は図2で大体示されていると考えます。