

残留オーステナイトを多く含むオーステンパ球状黒鉛鑄鉄歯車の強度に関する研究*¹

江副 覚*²・橋本宗到*³・丹野康雄*³・浅野一郎*³

Study on Gear Durability of Austempered Ductile Cast Iron with a Large Amount of Retained Austenite

Satoru Ezoe*², Muneto Hashimoto*³, Yasuo Tanno*³, and Ichiro Asano*³

It is well known that austempered ductile cast iron material (ADI) has a strength comparable to steel. However, stronger or tougher ADI material has been requested in order to increase the bending strength of gears. Recently, a special ADI material that included a large amount (55%) of retained austenite was developed. To evaluate the gear durability of the new ADI material, endurance gear tests were then carried out. The results obtained from the endurance tests were also compared with those of two conventional ADI gear materials that had retained austenite amounts of 36% and 10%. Consequently, it was clarified that the new ADI gear had a significant potential for increasing the surface durability as well as the bending strength of gears and the surface durability with an allowable stress over 1557 MPa. The Hertzian stress was comparable to that of case-hardened gear steel. According to the detailed analysis of the changes in local residual stress and in hardness at and under the tooth surface using an X-ray diffraction meter and micro-Vickers hardness meter, it seemed that the increase in the surface durability was due to compressive residual stress and work-hardenability induced by good running-in.

1 緒 言

歯車は、一般的な産業用機械をはじめ舶用機械や船舶補助機械、また水産・食品機械から漁労機械などにいたるまで幅広く用いられているので、機械要素の主要部材として、さらなる性能と生産性の向上が強く求められている。

オーステンパ球状黒鉛鑄鉄(以後ADIと略記する。)には、単体として存在する黒鉛が球状なので強靱な上に、熱処理により室温まで残留しているオーステナイトが応力を受けたときに変態するので、鋼に匹敵する強度を持つという優れた特徴がある。したがって、中型で中硬度歯車の製作の簡略化と低騒音化・低振動化などに対する要求に応え

るため、ADIを歯車に応用する基礎的な研究¹⁻⁴⁾が行われている。

従来のADIでは残留オーステナイト量が50%以下のものが主に用いられていた。最近、丹野らは歯車の歯元部などの切欠き部を有する機械部品の曲げ疲労強度を向上させるために、ADIの熱処理方法を改良し、55%の高残留オーステナイトを含む新しいADIを開発した。そしてこれを歯車に応用する基礎研究において、応力誘起変態によるじん性の向上のため歯元の曲げ強さが従来のものより向上することを明らかにしている⁵⁾。

しかし、残留オーステナイト量が歯車の面圧強度に及ぼす影響に関する研究はほとんど行われていないので、本研究では、55%の高残留オーステナイト量を持つ新たに開発

水産大学校研究業績 第1642号, 2000年11月2日受付。

Contribution from National Fisheries University, No.1642. Received Nov. 2, 2000.

* 1 本報の要旨は平成9年度日本機械学会機素潤滑設計部門講演会(1997年7月, 東京)において発表した。

* 2 水産大学校海洋機械工学科海洋機器工学講座(Laboratory of Ocean Engineering Machineries, Dept. of Ocean Mechanical Engineering, National Fisheries University)

* 3 住友重機械工業株式会社(Sumitomo Heavy Industries Ltd.)

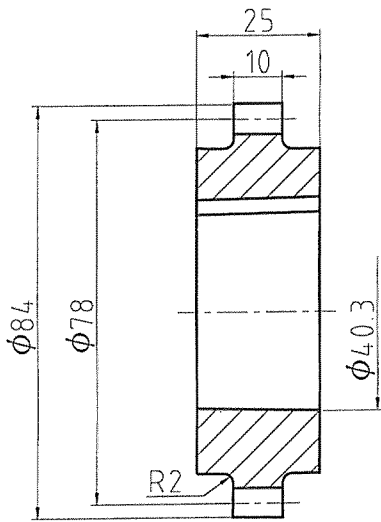


Fig. 1. Shapes of test gear

Table 1. Specification of test gear

Module	3
Pressure angle	20°
Face-width	10mm
No. of teeth	26
Helix angle	0°
Pitch dia.	78.00mm
Outer dia.	84mm
Contact ratio	1.62

されたAD I素材から歯車を作製し、その耐久力試験を行った。そして、10%と36%の残留オーステナイトを含む従来のAD I歯車と強度を比較した結果、新しい高残留オーステナイトAD IはAD I歯車の面圧強度を向上させることが明らかになった。

2 試験歯車

本研究では、駆動歯車と被動歯車の両方に、モジュール $m = 3$ 、歯数 $z = 26$ 枚の同じ諸元の標準平歯車を用いた。試験歯車の形状と諸元をそれぞれ Fig. 1 と Table 1 に示す。本研究に用いたAD Iは、連続鋳造法により製造された。そして、歯車素材の形状に切削加工した後、歯部をホブ切りにより荒加工（下加工）した。その後、オーステンパ熱処理を行いAD Iの残留オーステナイト量を変化させた。AD I

の化学的成分を Table 2 に、またオーステンパ熱処理工程を Fig. 2 に示す。

1223K(950°C) で1時間保持後、648K(375°C) で2時間のオーステンパ熱処理 (Fig. 2中に太線で表示) を行う工程が今回新たに開発された熱処理工程で、これにより約55%の化学的成分の平均残留オーステナイトを含有するAD Iが得られた。以後、説明の簡略化のため、この素材を高残留オーステナイト材と記すとともに、これから作製された歯車のグループをAD55歯車と略記する。

Fig. 2中に2本の細線で示す熱処理工程は、AD I歯車素材を製作するときに従来から行われてきた熱処理工程で、1173 K(900°C) で1時間保持後、573K(300°C) で3時間のオーステンパ熱処理を行うと約10%の平均残留オーステナイト量を持つ歯車素材が得られ、同様に、1193K(920°C) で2時間保持後、648K(375°C) で2時間のオーステンパ熱処理を行うと約36%の平均残留オーステナイト量を持つ歯車素材が得られた。これらの歯車素材は55%の高残留オーステナイト量を持つAD55歯車との耐久力比較試験に用いたが、前述のAD55歯車に対して、10%の平均残留オーステナイト量を持つ歯車をAD10歯車と、また36%の平均残留オーステナイト量を持つ歯車をAD36歯車とそれぞれ略記する。

オーステンパ熱処理後のAD55歯車、AD36歯車およびAD10歯車の硬度は、それぞれ350HB, 285HB, 365HBで、AD55歯車とAD10歯車の硬度はほぼ同じであったが、AD36歯車の硬度はそれらより少し軟らかかった。

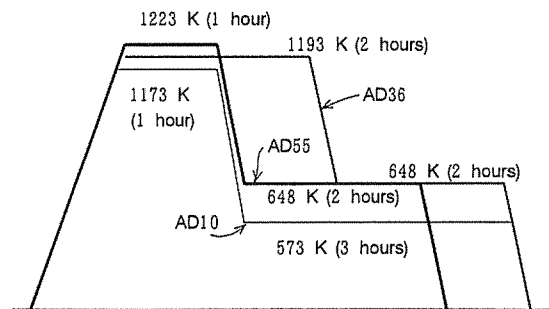


Fig. 2. Austemper heat treatment processes

Table 2. Chemical compositions of AD I

C	Si	Mn	Cu	Ni	Mo	Cr	Ti	Mg
0.40	2.64	0.39	0.19	0.01	<0.01	0.02	0.044	0.048

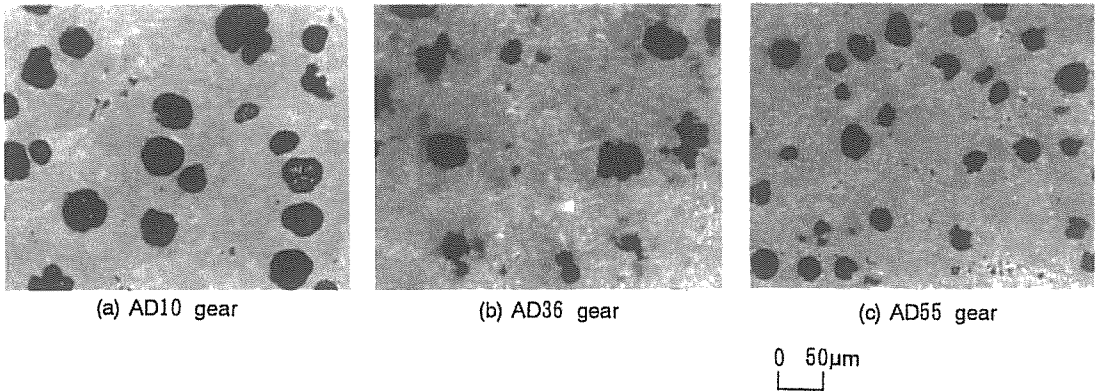


Fig. 3. Micro structures of ADI

本研究に用いた3種類の残留オーステナイト量を持つADIの顕微鏡組織をFig. 3に示す。図中の黒い部分が遊離黒鉛である。AD55歯車は平均黒鉛粒径が約20 μ mの球状になっているのがわかる。これに対し、AD10歯車の黒鉛形状は球状で、その粒径は平均約30 μ mで、AD36歯車の黒鉛の粒径もAD10歯車とほぼ同じ大きさになっている。しかし、AD36歯車の黒鉛形状はAD55やAD10歯車の球状に比べ、少し円形から崩れた塊状に近い形状のものも含まれているのがわかる。

オーステンバ熱処理後、試験歯車はねじ状砥石を持つラ

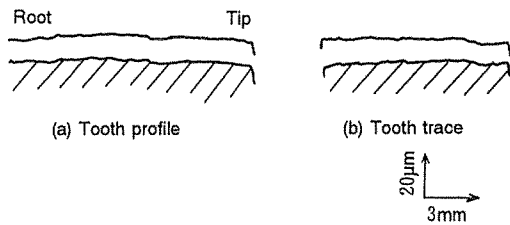


Fig. 4. Tooth profile and tooth trace of test gear before running

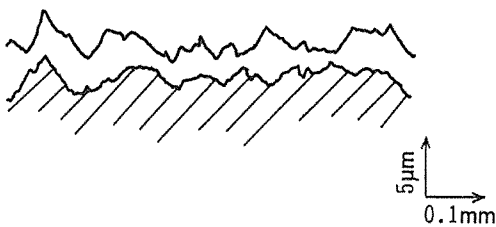


Fig. 5. Surface roughness of tooth surface before running

イスハウアータタイプの歯車研削盤により歯元部まで研削で仕上げた。Fig. 4に仕上げられた歯車の代表的な歯形と歯すじ精度を示す。歯車の精度は、ピッチ精度も含めてJIS 0級の範囲内にあった。またADI歯車の、負荷運転前の歯形方向の歯面粗さ(歯幅中央部)をFig. 5に示す。運転前の歯面粗さは最大高さ粗さRy = 3 μ mに仕上がっているのがわかる。

3 面圧強度の計算

歯車や摩擦車などの接触面で動力を伝達する機械要素部材の面圧強度は、動力を伝達する接触面にかかるヘルツの最大接触応力から推定されている⁶⁾。歯車の面圧強度はピットと称される小穴が歯面に生じるピッチング損傷によって支配される場合がほとんどで、またピットはおもに歯車のピッチ点付近に生ずるので、本研究では、ピッチ点の曲率半径に相当する等価円筒を考え、歯面にかかるヘルツの最大接触応力(ヘルツ応力; σ_H)を式(1)により計算した。なお等価円筒に関する説明を明瞭にするため、Fig. 6に、駆動歯車と被動歯車がピッチ点で接触している状態と、ヘルツ応力の計算に用いた等価円筒を示す。

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{1}{\pi} \cdot \frac{P_n}{b} \cdot \frac{\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}}} \quad (1)$$

ただし、 P_n : 1枚の歯にかかる法線力

b : 歯幅

ρ : 歯形の曲率半径

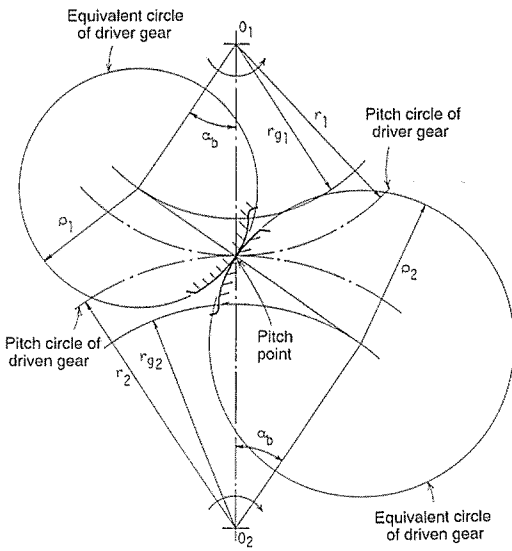


Fig. 6. Configuration of meshing gears at pitch point and equivalent circles

E : 歯車素材の縦弾性係数
 ν : 歯車素材のポアソン比

また、添字 1, 2 は駆動歯車と被動歯車をそれぞれ表す。ここで、ピッチ点における歯形の曲率半径は、式(2)により求められる。

$$r = mz \cdot \sin \alpha \tag{2}$$

ただし、 m : 歯車のモジュール
 z : 歯数
 α : 圧力角

歯車素材が炭素鋼や合金鋼の場合は、材種が異なっても弾性係数(ヤング率)とポアソン比はほとんど差異がないので、それぞれ $E \approx 206 \text{ GPa}$ と $\nu \approx 0.3$ を用いても差し支えないが、黒鉛が単体として混在する鋳鉄の場合は、材料の組

織によってそれらに変化する。したがって、本研究では ADI 素材の引張試験を行い、縦弾性係数とポアソン比を求めた。Table 3 にその結果を示すが、それらの平均的な値より、ADI 歯車のヘルツ応力を計算するときに必要な縦弾性係数とポアソン比は、それぞれ $E = 156 \text{ GPa}$ と $\nu = 0.28$ とした。

4 歯車耐久力試験機

歯車の耐久力試験は最大循環動力40kWの動力循環式歯車試験機を用いて行った。試験歯車の取付穴はモールステーバNo.5のテーパに研削されていて、歯車試験機の歯車取付軸に精密に取り付けることができる。荷重は、試験歯車を駆動側と被動側のそれぞれの軸に取り付けた後、所定の荷重で試験歯車と循環歯車の間の軸をねじることにより与えた。荷重を負荷後、循環歯車の軸に直結されている3相誘導モータ(定格出力3.7kW)を1,800rpmで回転させ、耐久力試験を行った。

実際の歯車装置では歯車の製作誤差を平均化させるために歯数比が整数になるのを避ける場合が多い。すなわち、歯数比を互いに素(素数)になるようにし、駆動歯車と被動歯車の同じ歯同士がかみあう機会をできるだけ減らすように設計されている場合がほとんどである。しかし、歯数比が互いに素の場合より整数の場合が歯面強度は高いことが明らかにされている⁷⁾ので、本研究では、駆動歯車と被動歯車に同じ諸元の歯車を組み合わせ、歯数比 $u = 1.0$ の整数で耐久力試験を行った。

また、歯車試験機には試験歯車箱の近くに振動感知式のスイッチを取り付け、ピッチングが多量に発生した場合やスポーリングや歯の折損などにより運転中に異常振動が生じたときは自動的に運転が停止できるようにした。

5 実験方法

歯車を試験機の軸に取り付け、歯車の端面と外周の振れ

Table 3. Mechanical properties of ADI

0.2% proof stresses MPa	Ultimate strength MPa	Elongation %	Reduction of area %	Young's modulus GPa	Poisson's ratio
757~1182	981~1434	2.0~7.2	2.8~7.7	144~174	~0.28

Table 4. Properties of lubricant

Density (g / cm ³)	Viscosity (mm ² / sec)		Viscosity index
	313K	373K	
0.886	150	14.8	97

がそれぞれ10 μm 以下になっていることを確認の上、負荷運転を開始した。そして、実験中は所定の繰返し数ごとに運転を停止し、歯面を観察するとともに歯面の損傷状態を記録した。その状態で、歯面に損傷が生じ運転が困難と判断したときは以後の運転を停止した。しかし、繰返し数N = 10 × 10⁶回まで損傷なく運転できた場合は損傷無しとして、本研究では以後の運転を打ち切った。

潤滑は、硫黄と燐系の極圧添加剤が添加されている潤滑油を使用し、実際の潤滑状態に配慮して油浴潤滑方式で行った。Table 4に本研究に使用した潤滑油の特性を示す。

6 耐久力試験結果

主な実験に与えた実験番号、熱処理条件、負荷荷重、ヘルツ応力、耐久力試験結果などをまとめて Table 5に示す。表中の Exp. [1]から Exp. [3]には約10%の残留オーステナイト量を持つAD10歯車の実験結果を、また Exp. [4]から Exp. [7]までは約36%の残留オーステナイト量を持つAD36歯車の実験結果を、さらに Exp. [8]から Exp. [12]までは約55%の残留オーステナイト量を持つAD55歯車の実験結果をそれぞれ示す。

耐久力試験結果から明らかなように、本研究では繰返し数N = 10 × 10⁶回前に運転を停止した歯車対は、すべて歯元からの折損が原因で振動スイッチが作動し、自動的に運転が停止したものである。

AD10歯車の場合、単位歯幅あたりの円周力Fo / b = 391 N / mm 以上の荷重で歯が歯元より折損した。また、AD36歯車は、Fo / b = 336N / mm 以上の荷重で歯元より折損した。これに対し、高残留オーステナイト材のAD55歯車は、Fo / b = 564N / mm の荷重まで損傷なく運転できた。したがって、高残留オーステナイト材は基礎試験で明らかにされている⁵⁾ように、曲げ強度の向上に有用であることが実機に近い耐久力試験でも確認できた。

有浦ら⁸⁾は、約35%の残留オーステナイト量を持つAD

I 歯車の面圧強度に関する研究において、サーメットホブで歯面粗さをRy = 2 μm に仕上げた歯車の場合、ヘルツ応力σ_H = 1390MPa 程度、また研削して歯面粗さをRy = 1 μm に仕上げた歯形修整した歯車の場合、σ_H = 1470MPa 程度以上のヘルツ応力で損傷なく運転可能であるという結果を得ている。

本研究に使用した高残留オーステナイト材のAD55歯車の場合、歯形修整は行っていないし歯面粗さも最大高さ粗さRy ≒ 3 μm (Fig. 5参照)の普通に研削されたものであるが、ヘルツ応力σ_H = 1557MPa で運転しても歯面にピットが生じることなく10 × 10⁶回まで運転することが可能であった(実験[11]参照)。また、ヘルツ応力をσ_H = 1643MPa と高くした場合、N = 7.86 × 10⁶回の繰返し数で、歯が歯元より折損した。しかし、ヘルツ応力が高かったにもかかわらず、歯面にはほとんどピットは生じておらず、従来のADI歯車と比較し、AD55歯車は面圧強度を著しく向上させることがわかった。

一般的な産業用歯車材としてよく用いられている鋼の場合とADI歯車の面圧強度を比較する場合、ADIの弾性係数やポアソン比が鋼とは異なるため、単純に比較することはできない。そこで、負荷した円周力をもとにADI歯車のヘルツ応力を鋼の場合のヘルツ応力に換算すると、ADI歯車のσ_H = 1557MPa が、鋼の場合にはσ_H ≒ 1800MPa に相当することになる。

ホブ切りや研削加工で普通に仕上げられた硬度600HB程度までの歯車の許容面圧強度σ_Hは、面圧強度の単位を重量単位系で換算したとき、歯車素材のブリネル硬度から、式(3)で推定される⁹⁾。

$$\sigma_H \text{ (kgf / mm}^2\text{)} = (0.2 \sim 0.3) \text{ HB} \quad (3)$$

したがって、鋼の場合のσ_H = 1800MPa (= 184kgf / mm²)を国際単位系から重量単位系に変換した後、式(3)に代入し歯車素材の硬度を求めると、ブリネル硬度で612HBから918HBの範囲になる。この硬度は高硬度に焼入れされた浸炭硬化歯車の硬度に匹敵する。したがって、AD55歯車の面圧強度は高硬度表面硬化歯車に相当する強度を持つことが明らかになった。

ヘルツ応力σ_H = 1577MPa で運転した場合の、AD55歯車の耐久力試験後の歯面粗さの変化を Fig. 7に示す。耐久力試験前に最大高さ粗さRy ≒ 3 μm であった歯面粗さが、試験後はRy = 1 μm に小さくなっているのがわかる。これは、負荷運転中のなじみによるものと推測される。

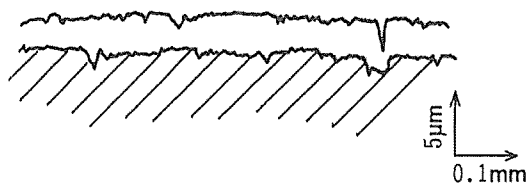


Fig. 7. Surface roughness after running (Exp. [11])

これらの実験結果より、55%程度の残留オーステナイトを含む高残留オーステナイトAD I材は歯車の曲げ強度のみならず面圧強度の向上にも有効であることがわかった。

7 残留応力と硬度の測定および考察

高残留オーステナイト材であるAD 55 歯車の面圧強度が、従来明らかにされている強度より向上した誘因について考察するため、耐久力試験後のピッチ点付近の歯面近傍の残留応力の変化を測定した。

残留応力は、管球にCrを用いたX線回折装置を用い、1 mm × 2 mm の面積を、表面から深さ方向に測定した。このとき深さ方向の測定位置は、電解研磨により表面から所

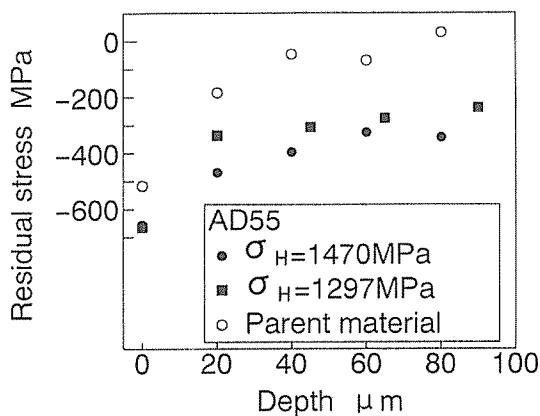


Fig. 8. Changes in residual stress (AD 55 gear)

定の深さまで除去して特定した。

ヘルツ応力 $\sigma_H = 1297\text{MPa}$ と $\sigma_H = 1470\text{MPa}$ で負荷運転した場合の残留応力の変化を Fig. 8 に示す。また比較のために、従来のAD 36 歯車をAD 55 歯車より低いヘルツ応力の $\sigma_H = 1202\text{MPa}$ で運転した場合の残留応力の変化を Fig. 9 に示す。ここで、AD 36 歯車は耐久力試験において、AD 10 歯車より低い面圧強度を示したが、応力誘起変態によ

Table 5. Number given to main experiments, retained austenite, Hertzian stress, results of endurance test, etc.

No. of Exp.	Kind of test gear	Retained austenite	Tangential load (N / mm)	Hertzian stress (at steel) (MPa)	Revolutions of gear N(× 10 ⁶)	Test result
[1]	AD10	10%	391	1297 (1500)	10.8	Non failure
[2]	AD10	10%	445	1384 (1600)	1.64	Broken at tooth filet
[3]	AD10	10%	503	1470 (1700)	0.57	Broken at tooth filet
[4]	AD36	36%	336	1202 (1390)	10.8	Non failure
[5]	AD36	36%	391	1297 (1500)	1.69	Broken at tooth filet
[6]	AD36	36%	445	1384 (1600)	2.07	Broken at tooth filet
[7]	AD36	36%	503	1470 (1700)	0.75	Broken at tooth filet
[8]	AD55	55%	391	1297 (1500)	10.8	Non failure
[9]	AD55	55%	445	1384 (1600)	10.8	Non failure
[10]	AD55	55%	503	1470 (1700)	10.8	Non failure
[11]	AD55	55%	564	1557 (1800)	10.8	Non failure
[12]	AD55	55%	628	1643 (1900)	7.86	Broken at tooth filet

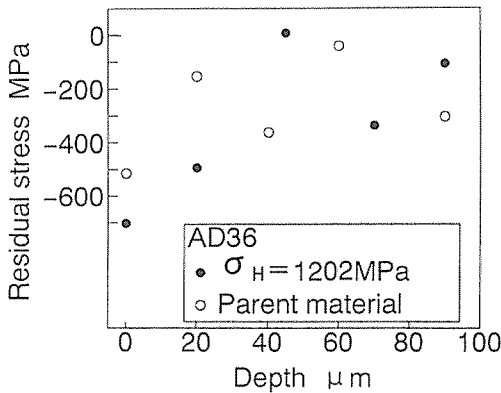


Fig. 9. Changes in residual stress (AD 36 gear)

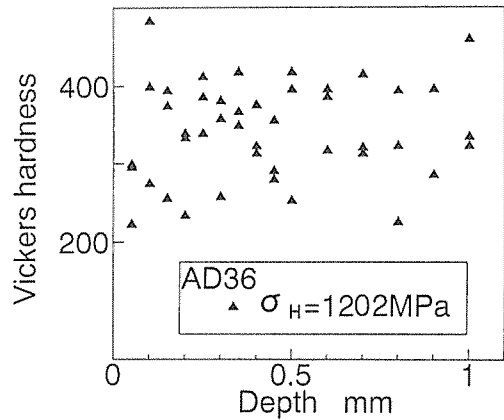


Fig. 11. Changes in hardness (AD 36 gear)

る残留応力の変化には残留オーステナイト量が大きな影響を及ぼすと思われるので、残留応力の変化を比較するのにAD 36 歯車を用いた。

AD 36 歯車の残留応力 (Fig. 9 中に●や○印で表示) は耐久力試験前後でほとんど変化なく、そのばらつきも大きかったが、AD 55 歯車 (Fig. 8 中に●や■印で表示) では、母材 (Fig. 8 中に○印で表示) に比べて表面下 40 μm 以上の深さにおいても圧縮の残留応力になっているのがわかる。またヘルツ応力 $\sigma_H = 1297\text{MPa}$ (Fig. 8 中に■印で表示) より $\sigma_H = 1470\text{MPa}$ (Fig. 8 中に●印で表示) で負荷運転した場合の方が圧縮の残留応力が大きくなっている。

さらに、歯面近傍の加工硬化の程度を調べるために、測定荷重 200g、保持時間 15 秒でマイクロピッカース硬度の変

化を測定した。AD 55 歯車を $\sigma_H = 1470\text{MPa}$ の応力で負荷運転した場合の結果を Fig. 10 に示す。

負荷運転後 (図中に●印で表示) は、表面から 0.3mm より深い位置における硬度のばらつきは大きい、表面から 0.2mm までの深さの硬度のばらつきは小さくなっている。そして、表面から 0.15mm の深さまで硬度は上昇したあと、0.15mm 近傍で最大になり、それより深くなると硬度は小さくなるとともにばらつきが大きくなり母材 (図中に○印で表示) とほとんど変わらなくなっているのがわかる。これに対し、AD 36 歯車の硬度変化を Fig. 11 に示すが、硬度のばらつきも大きく、AD 55 歯車のような表面近傍の明確な硬化の上昇は認められなかった。

歯車の面圧強度は、歯面下に生ずる両振りの最大せん断応力や最大せん断応力により支配されることが明らかにされている¹⁰⁾。ヘルツの接触半幅を y とすると、これらのせん断応力は、表面よりそれぞれ $0.5y$ と $0.97y$ の深さの位置に生ずる¹¹⁾。硬度試験に用いた AD 55 歯車はヘルツ応力 $\sigma_H = 1470\text{MPa}$ で負荷運転されているので、両振りの最大せん断応力が生ずる位置は表面下約 0.12mm になり、最大せん断応力が生ずる位置は表面下約 0.2mm になる。この位置は負荷運転後の表面下の硬度が高くなっている位置とほぼ一致しているのがわかる。したがって、AD 55 歯車の面圧強度が向上した誘因は、負荷運転中のなじみにより表面下の圧縮の残留応力と硬度が大きくなったためと考えられる。

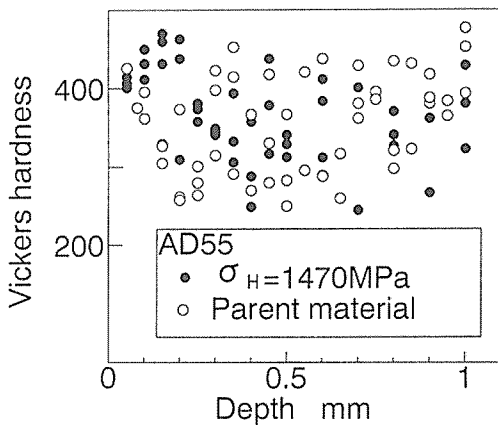


Fig. 10. Changes in hardness (AD 55 gear)

8 結 論

新しく開発した 55% の残留オーステナイト量を持つ高残

留オーステナイトAD I 歯車の耐久力試験を動力循環式の歯車試験機で行った。歯面の損傷が生ずる前に歯が折損したためにそれぞれの歯車の面圧強度は明確に求めることはできなかったが、面圧強度は従来のAD I 歯車で求められている許容面圧強度より高くなることが明らかになった。

得られた結果を要約すると以下のようになる。

- (1) 残留オーステナイト量を55%にした高残留オーステナイトAD I 歯車の曲げ強度の向上に有益であることが実機に近い耐久力試験により確かめられた。
- (2) 高残留オーステナイトAD I 歯車の損傷の生じない最大のヘルツの接触圧力は $\sigma_H = 1557\text{MPa}$ 程度であり、これは高硬度表面硬化歯車の面圧強度に匹敵する。
- (3) AD I の残留オーステナイト量を55%にする熱処理方法は、歯車の曲げ強度のみならず面圧強度の向上に有用である。
- (4) 高残留オーステナイトAD I 歯車では、負荷運転中のなじみにより、表面下の圧縮の残留応力が大きくなるとともに、応力誘起変態により両振りの最大せん断応力の生ずる位置に相当する表面下の硬度が上昇したため面圧強度が向上したと推測できる。

文 献

- 1) 有浦泰常・中西 勉・上野 拓・小田 哲・矢野 満：機論，51-469，C，2300-2308(1985).
- 2) 中西 勉・有浦泰常・明石剛二・扇谷保彦・上野 拓・矢野 満：機論，54-507，C，2753-2759(1988).
- 3) 穂屋下 茂・橋本宗到・宮崎正明・加茂秀敏：機講論，95-10，IV，202-203(1995).
- 4) 有浦泰常・石丸良平・牛見宣博・上妻大了・五家政人：機論，65-633，C，2022-2027(1999).
- 5) 丹野康雄・浅野一郎・橋本宗到：住友重機械技報，42-126，19-22(1994).
- 6) 会田俊夫監修：円筒歯車の設計，近畿歯車懇話会編，大河出版，東京，1978，p148.
- 7) A. Ishibashi and S. Tanaka：ASME J. Mechanical Design，103-4，227-239 (1981).
- 8) 有浦泰常・宮崎徳幸・梅崎洋二・五家政人：機講論，938-2，114-115 (1993).
- 9) 上野 拓：歯車工学，共立出版，東京，1982，p58.
- 10) 石橋 彰・横手 孝：潤滑，20-3，134-141(1975).
- 11) 石橋 正：金属の疲労と破壊の防止，養賢堂，東京，1977，p337.