

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4555959号
(P4555959)

(45) 発行日 平成22年10月6日(2010.10.6)

(24) 登録日 平成22年7月30日(2010.7.30)

(51) Int.Cl. F 1
B 2 3 F 5/14 (2006.01) B 2 3 F 5/14
F 1 6 H 55/08 (2006.01) F 1 6 H 55/08 Z

請求項の数 7 (全 10 頁)

(21) 出願番号	特願2003-321526 (P2003-321526)	(73) 特許権者	504157024
(22) 出願日	平成15年9月12日 (2003.9.12)		国立大学法人東北大学
(65) 公開番号	特開2005-88094 (P2005-88094A)		宮城県仙台市青葉区片平二丁目1番1号
(43) 公開日	平成17年4月7日 (2005.4.7)	(74) 代理人	100147485
審査請求日	平成18年7月11日 (2006.7.11)		弁理士 杉村 憲司
特許法第30条第1項適用	特許法第30条第1項適用	(74) 代理人	100134005
、日本機械学会東北支部第38期総会・講演会 講演論	、日本機械学会東北支部第38期総会・講演会 講演論		弁理士 澤田 達也
文集No. 031-1 (平成15年3月15日) 第62	文集No. 031-1 (平成15年3月15日) 第62	(72) 発明者	井上 克己
-63頁	-63頁		宮城県仙台市泉区高森5丁目5-3
特許法第30条第1項適用	特許法第30条第1項適用	(72) 発明者	増山 知也
、DETC2003/PTG-48017 (平成15年	、DETC2003/PTG-48017 (平成15年		宮城県仙台市太白区長町8丁目11-21
9月2日) 第1-10頁	9月2日) 第1-10頁	(72) 発明者	-502
			佐藤 哲
			大阪府池田市神田1-17-18 ダイハ
			ツ春日寮3-521
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 高強度浸炭歯車およびその製造方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

3次エルミート曲線で表現した刃先丸み部分を持つラックカッタで歯元曲線を創成してなる高強度浸炭歯車において、

前記3次エルミート曲線は、その3次エルミート曲線の歯先面上の端点(A)のピッチ方向中心線からのピッチ方向距離(am)を歯車のモジュール(m)で除した値(a)と、その3次エルミート曲線の歯面上の端点(B)の基準ピッチ線からの歯タケ方向距離(bm)を前記モジュール(m)で除した値(b)とをパラメータ値としたものであり、

前記歯先面上の端点(A)についてのパラメータ値aは $0.0 < a < 0.330$ であり、前記歯面上の端点(B)についてのパラメータ値bは $0.844 < b < 1.053$ であることを特徴とする高強度浸炭歯車。

【請求項2】

圧力角及び頂げきがISO標準に等しい、請求項1記載の高強度浸炭歯車。

【請求項3】

前記歯先面上の端点(A)についてのパラメータ値aは0.05であり、前記歯面上の端点(B)についてのパラメータ値bは0.85である、請求項1又は2記載の高強度浸炭歯車。

【請求項4】

高強度浸炭歯車をラックカッタで製造するに際し、3次エルミート曲線で表現した刃先丸み部分を持つラックカッタで歯元曲線を創成する高強度浸炭歯車の製造方法において、前記3次エルミート曲線は、その3次エルミート曲線の歯先面上の端点(A)のピッチ

方向中心線からのピッチ方向距離 (a m) を歯車のモジュール (m) で除した値 (a) と、その 3 次エルミート曲線の歯面上の端点 (B) の基準ピッチ線からの歯タケ方向距離 (b m) を前記モジュール (m) で除した値 (b) とをパラメータ値としたものであり、前記歯先面上の端点 (A) についてのパラメータ値 a は $0.0 < a < 0.330$ であり、前記歯面上の端点 (B) についてのパラメータ値 b は $0.844 < b < 1.053$ であることを特徴とする高強度浸炭歯車の製造方法。

【請求項 5】

圧力角及び頂げきが ISO 標準に等しい、請求項 4 記載の高強度浸炭歯車の製造方法。

【請求項 6】

前記ラックカッタを周方向に複数配置したホブで、前記高強度浸炭歯車を製造することを特徴とする、請求項 4 又は 5 記載の高強度浸炭歯車の製造方法。

10

【請求項 7】

前記歯先面上の端点 (A) についてのパラメータ値 a は 0.05 であり、前記歯面上の端点 (B) についてのパラメータ値 b は 0.85 である、請求項 4 ~ 6 のいずれか一項記載の高強度浸炭歯車の製造方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、高強度浸炭歯車およびその製造方法に関するものである。

【背景技術】

20

【0002】

動力伝達装置の小型軽量化、信頼性向上には歯車の高強度化が欠かせない。強度設計は使用応力と許容応力との比較でなされ、通常は熱処理や表面改質などにより材料の許容応力が高められる。

【0003】

一方、寺内らのインポリュートサイクロイド合成歯車や Deng らの左右非対称歯車など歯形変更による負荷容量向上も実現されている（非特許文献 1 ~ 3 参照）。

【非特許文献 1】寺内・永村・西條、機論、47-417、C(1981)、663-672

【非特許文献 2】寺内・永村・西條、機論、47-420、C(1981)、1082-1093

【非特許文献 3】Gang Deng・中西・井上、機論、67-656、C(2001)、1139-1144

30

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

しかしながら現状では、熱処理や表面改質などの設計手法による材料の許容応力向上は限界に近く、歯形変更による負荷容量向上は実用化に問題が多い。本発明は、歯元曲線形状の修正で歯車の応力集中を低減するとともに負荷能力向上を図り、従来技術のかかる問題点を解決するものである。

【課題を解決するための手段】

【0005】

本発明の高強度浸炭歯車は、3次エルミート曲線で表現した刃先丸み部分を持つラックカッタで歯元曲線を創成してなり、前記 3 次エルミート曲線は、その 3 次エルミート曲線の歯先面上の端点 (A) のピッチ方向中心線からのピッチ方向距離 (a m) を歯車のモジュール (m) で除した値 (a) と、その 3 次エルミート曲線の歯面上の端点 (B) の基準ピッチ線からの歯タケ方向距離 (b m) を前記モジュール (m) で除した値 (b) とをパラメータ値としたものであり、前記歯先面上の端点 (A) についてのパラメータ値 a は $0.0 < a < 0.330$ であり、前記歯面上の端点 (B) についてのパラメータ値 b は $0.844 < b < 1.053$ であることを特徴とするものである。

40

【0006】

また、本発明の高強度浸炭歯車の製造方法は、高強度浸炭歯車をラックカッタで製造するに際し、3次エルミート曲線で表現した刃先丸み部分を持つラックカッタで歯元曲線を

50

創成し、前記3次エルミート曲線は、その3次エルミート曲線の歯先面上の端点(A)のピッチ方向中心線からのピッチ方向距離($a m$)を歯車のモジュール(m)で除した値(a)と、その3次エルミート曲線の歯面上の端点(B)の基準ピッチ線からの歯タケ方向距離($b m$)を前記モジュール(m)で除した値(b)とをパラメータ値としたものであり、前記歯先面上の端点(A)についてのパラメータ値 a は $0.0 < a < 0.330$ であり、前記歯面上の端点(B)についてのパラメータ値 b は $0.844 < b < 1.053$ であることを特徴とするものである。

【発明の効果】

【0007】

本発明の高強度浸炭歯車およびその製造方法によれば、3次エルミート曲線で表現した刃先丸み部分を持つラックカッタで歯元曲線を創成することから、円弧状歯先丸み部分を持つISO基準ラックで歯元曲線を創成する場合よりも歯元が太くなりかつその歯元面が歯面および歯底面に滑らかに繋がるので、浸炭歯車の歯元応力を低減できるとともに負荷容量を向上させることができる。

10

【0008】

なお、本発明の高強度浸炭歯車においては、前記3次エルミート曲線が、その3次エルミート曲線の歯先面上の端点のピッチ方向中心線からのピッチ方向距離を歯車のモジュールで除した値と、その3次エルミート曲線の歯面上の端点の基準ピッチ線からの歯タケ方向距離を前記モジュールで除した値とをパラメータ値としているので、3次エルミート曲線の定義を容易に行い得る。

20

【0009】

また、本発明の高強度浸炭歯車においては、前記歯先面上の端点についてのパラメータ値 a が $0.0 < a < 0.330$ であり、前記歯面上の端点についてのパラメータ値 b が $0.844 < b < 1.053$ としているので、幾何学的な限界内で切り下げを生じずに十分なかみ合い長さを確保できる。

【0010】

そして、本発明の高強度浸炭歯車においては、前記歯先面上の端点についてのパラメータ値 a が 0.05 であり、前記歯面上の端点についてのパラメータ値 b が 0.85 であると、最も負荷容量が向上し、しかも破壊起点になる面積が著しく増加することがないので好ましい。

30

【0011】

一方、本発明の高強度浸炭歯車の製造方法においては、高強度浸炭歯車をラックカッタで製造するに際し、前記ラックカッタを周方向に複数配置したホブで、前記高強度浸炭歯車を製造することとすると、ラックカッタを単独で用いる場合より製造効率を高め得るので好ましい。

【0012】

また、本発明の高強度浸炭歯車の製造方法においては、前記3次エルミート曲線が、その3次エルミート曲線の歯先面上の端点のピッチ方向中心線からのピッチ方向距離を歯車のモジュールで除した値と、その3次エルミート曲線の歯面上の端点の基準ピッチ線からの歯タケ方向距離を前記モジュールで除した値とをパラメータ値としているので、3次エルミート曲線の定義を容易に行い得る。

40

【0013】

さらに、本発明の高強度浸炭歯車の製造方法においては、前記歯先面上の端点についてのパラメータ値 a が $0.0 < a < 0.330$ であり、前記歯面上の端点についてのパラメータ値 b が $0.844 < b < 1.053$ としているので、幾何学的な限界内で切り下げを生じずに十分なかみ合い長さを確保できる。

【0014】

そして、本発明の高強度浸炭歯車の製造方法においては、前記歯先面上の端点についてのパラメータ値 a が 0.05 であり、前記歯面上の端点についてのパラメータ値 b が 0.85 であると、最も負荷容量が向上し、しかも破壊起点になる面積が著しく増加することがないので

50

で好ましい。

【発明を実施するための最良の形態】

【0015】

以下に、この発明の実施の形態を実施例によって、図面に基づき詳細に説明する。ここに、図1は、この発明の高強度浸炭歯車の実施例を製造するための、この発明の製造方法の実施例で用いるラックカッタの刃先丸み形状を示す説明図である。

【0016】

(ラック形状の設計)

動力伝達用歯車の多くはホブ切りで製造されることから、応力集中を緩和する歯元曲線を創生するラックカッタを設計する。歯元曲線はその刃先丸み形状に依存するため、先ず図1に示すように、圧力角、頂げきはISO標準に等しく、刃先丸み部分の歯先面上の端点である始点Aおよび歯面上の端点である終点Bの位置をそれぞれパラメータaおよびbで与え、それらの二点間を3次エルミート(Hermite)曲線で補間することで、ISO標準歯車と同じインポリユート形状に加え任意の歯元曲線形状を持つ歯車を実現する。

【0017】

図中符号Lは基準ピッチ線、Cは歯のピッチ方向中心線、1(太線)はこの実施例のラック形状、2(細線)はISO基準ラック形状を示し、この実施例では、幾何的な形状の限界と、切り下げを生じずに十分な噛み合い長さを確保するため、 $0 < a < 0.330$ 、 $0.844 < b < 1.053$ の範囲でラック形状の設計を行う(ちなみに、これらの範囲は歯数 $Z = 18$ 、転位係数 $x = 0$ の平歯車同士を噛み合わせる場合に適したものである)。なお、ISO基準ラックでは刃先丸み形状を、 $a = 0.07$ 、 $b = 1.0$ の二点間を半径 $0.375m$ (モジュール)の円弧で繋いだものとしている。

【0018】

(歯元曲線形状最適化)

$a = 0.00$ 、 0.05 、 0.10 、 0.15 の4種類のaの値と、 $b = 0.85$ 、 0.90 、 0.95 、 1.00 の4種類のbの値とを組み合わせた16種類の歯形について、FEM(有限要素法)による曲げ応力解析を図2に示すメッシュ分割と境界条件で行った(モジュール $m = 5$ 、歯数 $Z = 18$)。歯先法線荷重 P_n を付加した際の歯元隅肉曲線に沿う曲げ応力分布を図3(a)~(d)に示す。ここで、縦軸は曲げ応力(MPa)、横軸は歯元丸みに沿った距離(mm)を示し、aが大きいと応力集中の領域が歯先側に移動し、またbが小さい方が曲げ応力の最大値が低減される傾向にあり、 $a = 0.10$ 、 $b = 0.85$ のとき、曲げ応力の最大値が標準の歯形に対して85%になった。

【0019】

ところで、浸炭歯車では、材料の硬さ、残留応力と破壊の起点になる介在物の寸法が強度を律する。本願発明者はそれらの分布を数値モデル化した強度シミュレーション法を提案しており(増山、井上、VDI-BERICHTE、1665、(2002)、421-434参照)、本願発明者は、上記実施例の方法で製造する浸炭歯車の、歯元応力低減の効果が高い $b = 0.85$ 歯形について曲げ疲労強度シミュレーションを行った。硬さ、残留応力並びに介在物の分布は、既報で測定した結果を利用した。歯車の強度は、通常歯元最大応力レベルで表現するが、ここでは歯先荷重 P_n を歯幅とモジュールで除した値を負荷容量Cとして、これを評価指標とした。このシミュレーションにより得られた負荷容量Cの平均値と標準偏差を、以下の表1に示す。この表1には、後述する S_n 、 C_n 、 $S_n \times C_n$ も併せて示す。

【0020】

10

20

30

40

【表 1】

	C N/mm ²	σ N/mm ²	Cn	Sn	Sn×Cn
標準歯車	222	16.0	1	1	1
a = 0.00 b = 0.85	248	17.5	1.117	0.896	1.001
a = 0.05 b = 0.85	250	17.9	1.128	0.874	0.986
a = 0.10 b = 0.85	249	17.6	1.121	0.847	0.949
a = 0.15 b = 0.85	241	13.6	1.088	0.937	1.019

【 0 0 2 1 】

3次エルミート曲線を用いた上記実施例によれば、いずれも負荷容量が向上しており、a = 0.05の歯形では標準歯形に比べ12.8%増加することが判明した。また、ばらつきへの影響は小さい。

【 0 0 2 2 】

次に、歯元最大応力の低減量と負荷容量の増加量との関係について考察する。歯元最大応力と負荷容量との標準歯形との比をそれぞれSn, Cnとすると、折損するとき、破壊起点での応力が等しいならばSn×Cn = 1となるはずであるが、a = 0.05, 0.10の場合、Sn×Cn < 1となり、応力低減量から期待されるほど強度は向上していないことがわかる。

【 0 0 2 3 】

このことは、折損の起点となる場所と曲げ応力の分布から説明できる。図4に破壊起点となる欠陥の位置(図中印で示す)の分布を示す。図4(a)は標準歯車、図4(b)~(e)は上記実施例の方法で製造する歯車の場合である。図示のように、上述したa = 0.05, 0.10では破壊起点が広い範囲に分布している。図中実線は歯元曲線、一点鎖線は応力が最大値の85%となる線である。いずれの歯形においても一点鎖線より応力の高い領域でほとんどの破壊が生じていることがわかる。

【 0 0 2 4 】

応力集中が緩和されて応力が比較的高い面積が大きくなると、そこに介在物が存在する確率も高くなるため、負荷容量の向上が鈍化する。応力が最大値の85%以上になる面積とSn×Cnとは、図5に示すように良い相関が認められる。

【 0 0 2 5 】

以上の結果から明らかなように、強度シミュレーションにおいて最も負荷容量が向上し、かつ、破壊起点になる面積が著しく増加することのないa = 0.05, b = 0.85を用いることで、最適な歯形を得るラック形状を設計することができる。

【 0 0 2 6 】

(試験歯車の諸特性と疲労試験結果)

ISO基準ラックと上記実施例の方法で使用する最適なラックを用いてモジュール5、歯数18、転位0、歯幅8mmのSCM415浸炭歯車を試作した。図6(a)は基準ラックカッタを用いたホブの刃、図6(b)は試作した上記実施例の方法で使用するホブの刃、図6(c)は標準歯車、図6(d)は上記実施例の方法で作製したこの発明の実施例の最適歯形の浸炭歯車を示す。また、図7は試作した上記実施例の方法で使用するホブの全体を示す正面図である。各試験歯車は浸炭処理後、表面異常層除去のため約30 μ m電解研磨し、疲労試験を行った。

【 0 0 2 7 】

図8(a)は標準歯車の硬さ分布、図8(b)は上記実施例の浸炭歯車の硬さ分布をそ

10

20

30

40

50

れぞれ示し、僅かであるが上記実施例の最適歯形の歯車の方が硬くなっていた。歯元表面での残留応力は上記実施例の最適歯形で89Mpa、標準の歯形で93MPaであり、ほとんど差は認められなかった。

【0028】

負荷打ち切りの繰り返し数を 3×10^6 回として少数個の疲労試験を行い、得られたS-N曲線を図9に示す。ステアケース法に基づくLittleの方法で求めた負荷容量は、最適歯形で314N/mm²であり、標準歯形の251 N/mm²に比べて25%の向上がみられた。

【0029】

以上、図示例に基づき説明したが、この発明は上述の例に限定されるものでなく、特許請求の範囲の記載範囲内で適宜変更し得るものである。

10

【産業上の利用可能性】

【0030】

かくしてこの発明の高強度浸炭歯車およびその製造方法によれば、歯元応力低減に効果的なラック刃先丸み形状を3次エルミート曲線で表し、その形状にホブ刃先丸み形状を変更することで、歯元最大曲げ応力を標準の歯形に比べて15%低減することができ、さらに強度シミュレーションの適用による上記ホブ刃先丸み形状の変更で、負荷容量の平均値を最大約12.8%向上させることができる。そして歯元曲線を最適化するホブで浸炭歯車を製造することにより、標準の歯形を持つ歯車と比べて負荷容量を25%向上させることができることを実際に確認した。

【図面の簡単な説明】

20

【0031】

【図1】この発明の高強度浸炭歯車の一実施例を製造するための、この発明の製造方法の一実施例で用いるラックカッタの刃先丸み形状を示す説明図である。

【図2】上記実施例の方法で製造する歯車についてのFEMによる曲げ応力解析でのメッシュ分割と境界条件を示す説明図である。

【図3】(a)～(d)は上記実施例に基づく16種類の歯形についての上記曲げ応力解析による歯元隅肉曲線に沿う曲げ応力分布を示す特性図である。

【図4】(a)～(e)は標準歯形および上記実施例に基づく4種類の歯形の破壊起点となる欠陥の位置の分布を示す説明図である。

【図5】応力が最大値の85%以上になる面積とSn×Cnとの相関を示す特性図である。

30

【図6】(a)は基準ラックカッタを用いたホブの刃、(b)は試作した上記実施例の方法で使用するホブの刃、(c)は標準歯車、(d)は上記実施例の方法で作製したこの発明の実施例の最適歯形の浸炭歯車を示す説明図である。

【図7】試作した上記実施例の方法で使用するホブの全体を示す正面図である。

【図8】(a)は標準歯車の硬さ分布、(b)は上記実施例の浸炭歯車の硬さ分布をそれぞれ示す特性図である。

【図9】上記実施例の最適歯形の浸炭歯車および標準歯型の浸炭歯車について疲労試験を行って得られたS-N曲線を示す特性図である。

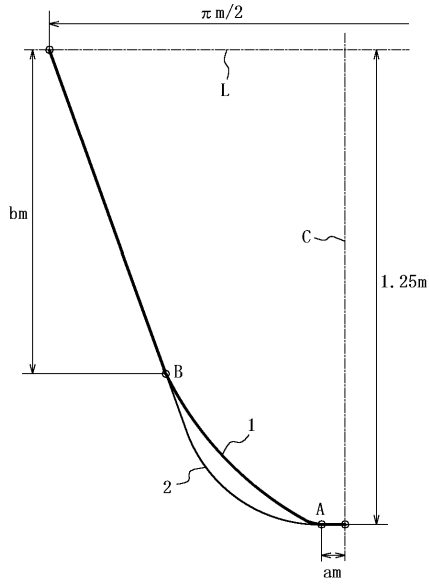
【符号の説明】

【0032】

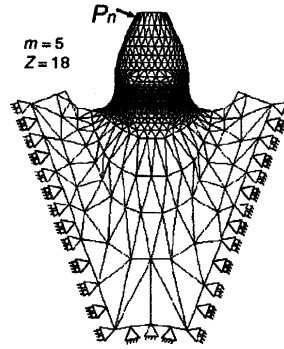
40

- 1 この発明の実施例で用いるラックカッタの刃先丸み形状
- 2 基準ラックカッタの刃先丸み形状
- A, B 端点
- C ピッチ方向中心線
- L 基準ピッチ線

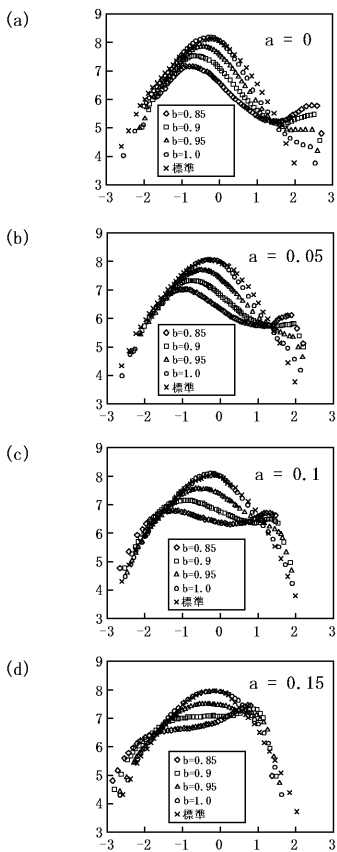
【 図 1 】



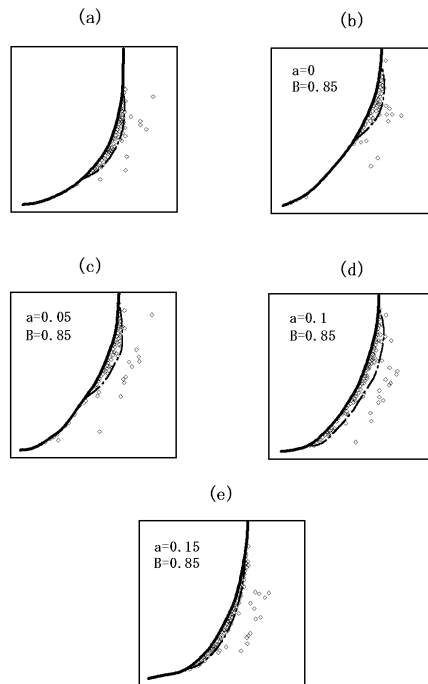
【 図 2 】



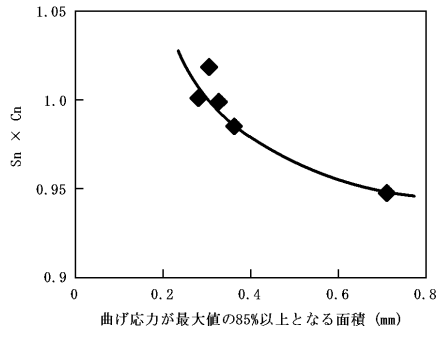
【 図 3 】



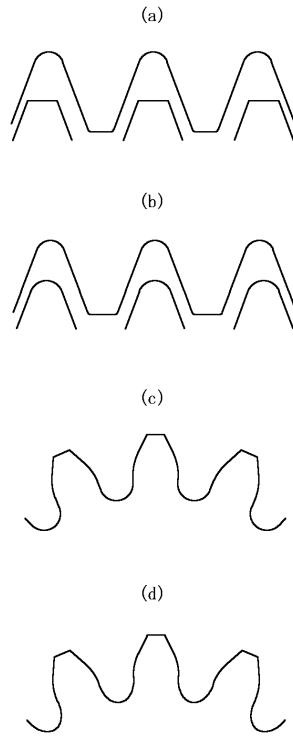
【 図 4 】



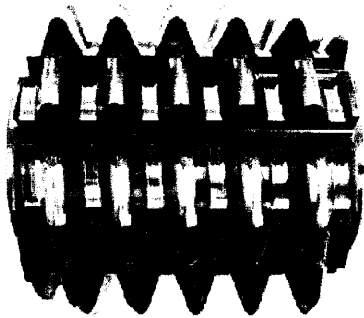
【 図 5 】



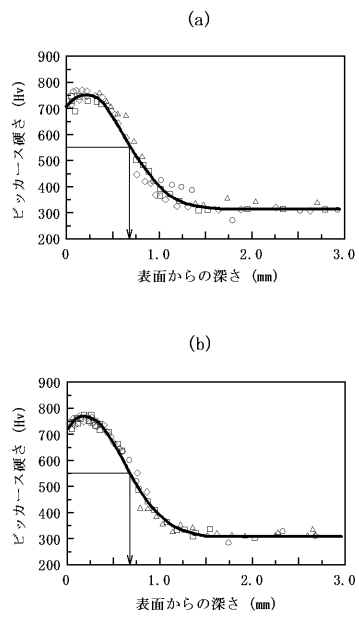
【 図 6 】



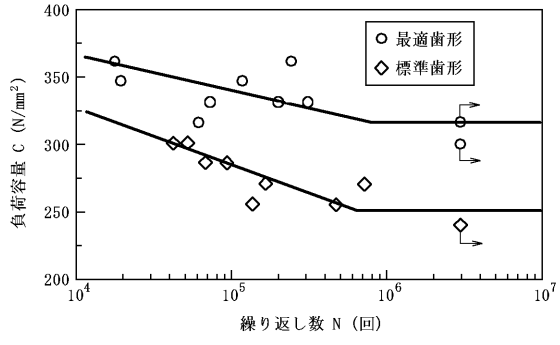
【 図 7 】



【 図 8 】



【図9】



フロントページの続き

審査官 中村 泰二郎

(56)参考文献 実開昭58-157529(JP,U)
特開2002-166324(JP,A)
特開2003-162907(JP,A)
特開2003-100115(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
B23F 1/00 - 23/12
F16H 55/00 - 55/30