

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2014-95392
(P2014-95392A)

(43) 公開日 平成26年5月22日(2014.5.22)

(51) Int.Cl.

F 16 H 55/08
B 23 F 19/00
(2006.01)

F 1

F 16 H 55/08
B 23 F 19/00
(2006.01)

Z

テーマコード(参考)

3 C 025
3 J 030

審査請求 有 請求項の数 2 O L (全 9 頁)

(21) 出願番号

特願2012-245522 (P2012-245522)

(22) 出願日

平成24年11月7日 (2012.11.7)

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(74) 代理人 100083998

弁理士 渡邊 丈夫

(72) 発明者 岡本 大典

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 森口 直樹

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 松本 守弘

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

最終頁に続く

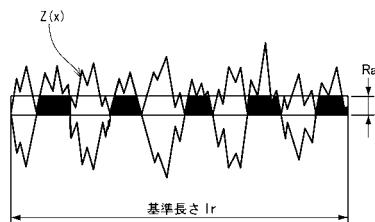
(54) 【発明の名称】歯車およびその製造方法

(57) 【要約】

【課題】動力の伝達効率に優れ、また歯面強度の高い歯車を提供する。

【解決手段】互いに噛み合う歯の歯面が所定の表面性状に研磨されて仕上げられている歯車において、仕上げられた後使用開始前ににおける前記歯面の算術平均粗さ R_a が $0.15 \mu m$ 以下で、突出山部高さ R_{pk} が $0.01 \mu m$ $R_{pk} < 0.1 \mu m$ であることを特徴とする歯車。長時間運転することにより収斂する表面性状を、製造された段階あるいは使用開始時に備えているから、常に動力伝達効率を良好なものとすることができます。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

互いに噛み合う歯の歯面が所定の表面性状に研磨されて仕上げられている歯車において、
仕上げられた後使用開始前における前記歯面の算術平均粗さ R_a が $0.15 \mu m$ 以下で、突出山部高さ R_{pk} が $0.01 \mu m$ $R_{pk} = 0.1 \mu m$ であることを特徴とする歯車。

【請求項 2】

互いに噛み合ってトルクを伝達する歯の歯面を研磨することにより歯面を所定の表面性状に仕上げる歯車の製造方法において、

前記歯面を、算術平均粗さ R_a が $0.15 \mu m$ 以下で、突出山部高さ R_{pk} が $0.01 \mu m$ $R_{pk} = 0.1 \mu m$ となるように研磨することを特徴とする歯車の製造方法。 10

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

この発明は、互いに歯を噛み合わせて回転することによりトルクを伝達し、またそれぞれの歯数に応じた回転数比となる歯車およびその製造方法に関し、特に歯面の表面性状に関するものである。

【背景技術】

【0002】

互いに噛み合う歯車によって動力を伝達する場合、歯面での不可避的な滑りが要因となって動力損失が生じる。そのため、従来、歯面での摩擦係数を低減し、併せて歯面強度を維持する試みが種々なされている。歯面での摩擦係数を低減するためには、歯面の粗さを小さくしていわゆる金属接触を少なくし、また潤滑油による油膜を確実に保持する必要があり、例えば特許文献 1 に記載された発明では、歯面の粗さ曲線のスキューネス R_{sk} が「-5」以上、「-0.2」以下となるプラトー状の歯面を形成することとしている。これは、ピッキングやスコーリングなどの損傷に対する強度を向上させるための構成であり、歯面がプラトー状になっているので、金属接触の減少と潤滑油の保持性との両特性を向上させ摩擦係数を低減できる、とされている。さらに、特許文献 1 に記載されている歯車の製造方法では、研磨前における歯面の最大粗さ R_{max} を $5 \mu m$ 以下とし、かつ平均粗さ R_a を $0.5 \mu m$ としておき、これをその粗さに応じて最大粗さ R_{max} の $0.2 \sim 2$ 倍の厚さだけ除去することとしている。 20

【0003】

また、特許文献 2 には、電動パワーステアリング装置における駆動歯車の歯面粗さについて記載されており、その歯面の算術平均粗さ R_a が $0.008 \sim 0.15 \mu m$ であることが記載されている。このような構成は、歯面のいわゆる凹凸を少なくして動力伝達効率を向上させ、併せて潤滑不足による耐久寿命の低下を防止するためのものである。なお、特許文献 3 には、ベルト式無段变速機におけるブーリの表面における突出山部高さ R_{pk} を $0.09 \mu m$ 以下にすることが記載されており、その特許文献 3 に記載の構成によれば、油保持性を向上させることができる、とされている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献 1】特開平 7 - 293668 号公報

【特許文献 2】国際公開 2004 / 081156 号

【特許文献 3】特開 2011 - 137492 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

特許文献 1 に記載されているように歯面の性状を、粗さ曲線のスキューネス R_{sk} が上記の負の値の範囲にあるプラトー状とすれば、尖った突起部分が少なくて摩擦係数の低 50

減には有利に作用する。しかしながら、特許文献1に記載されているように、研磨前に最大粗さ R_{max} および算術平均粗さ R_a を大きくしておき、研磨によって除去する厚さを特許文献1に記載されているように最大粗さ R_{max} の0.2~2倍として化学研磨および電解研磨によりプラトー状とするのであれば、先ず尖った突起部分が研磨されて溶解除去されるものの、その後、突出部が優先的に研磨されつつ次第に表面全体が研磨されるから、「谷」と称される窪んだ部分もしくは凹部の深さが浅くなる。結局、特許文献1に記載されている構成では、歯面がいわゆる平滑化されるかもしれないが、油保持性が低下してしまう。

【0006】

一方、特許文献2に記載されているように歯面の算術平均粗さを0.008~0.15μmの範囲にすれば油保持性が良好になるかもしれないが、歯車によって動力を伝達する場合の摩擦係数や動力伝達効率は、歯面での油保持性にのみ依存しているわけではないから、特許文献2に記載されている発明では必ずしも動力伝達効率が向上しない可能性がある。なお、特許文献3に記載されている発明は、ベルト式無段変速機におけるブーリの表面の性状に関する発明であり、歯車が歯の噛み合いによって動力を伝達し、したがって表面の性状に要求される理想的な特性は技術的に大きく異なっている。

【0007】

この発明は上記の技術的課題に着目してなされたものであり、油膜が薄い場合であっても摩擦係数を小さくして動力の伝達効率を向上させることのできる歯車、およびその製造方法を提供することを目的とするものである。

【課題を解決するための手段】

【0008】

上記の目的を達成するために、請求項1の発明は、互いに噛み合う歯の歯面が所定の面性状に研磨されて仕上げられている歯車において、仕上げられた後使用開始前における前記歯面の算術平均粗さ R_a が0.15μm以下で、突出山部高さ R_{pk} が0.01μm~ R_{pk} 0.1μmであることを特徴とするものである。

【0009】

また、請求項2の発明は、互いに噛み合ってトルクを伝達する歯の歯面を研磨することにより歯面を所定の面性状に仕上げる歯車の製造方法において、前記歯面を、算術平均粗さ R_a が0.15μm以下で、突出山部高さ R_{pk} が0.01μm~ R_{pk} 0.1μmとなるように研磨することを特徴とする方法である。

【発明の効果】

【0010】

この発明によれば、互いに噛み合う歯の歯面での相対速度が遅いなどのことによって油膜が薄くなった場合であっても、摩擦係数を小さく抑え、動力の伝達効率を良好にすることができる、また使用開始当初から動力伝達効率に優れている歯車を得ることができる。この発明における歯車の動力伝達効率が優れる理由は、摩擦係数に影響を及ぼす面性状の特徴を油膜厚さの違いにより実験的に明らかにし、これら特徴を示す面性状を表す各因子により面性状の規定を可能としたことによるものである。

【図面の簡単な説明】

【0011】

【図1】算術平均粗さを説明するための模式図である。

【図2】突出山部高さを説明するための模式図である。

【図3】歯面の粗さ、および油膜の厚さ、ならびに金属分担部分の割合との関係を説明するための模式図である。

【図4】面性状を表す各因子の摩擦係数に対する寄与率を示す図である。

【図5】長時間馴染み運転で効率が所定値に収斂する状況を示す図である。

【図6】長時間馴染み運転で凸部合成二乗平均粗さが所定値に収斂する状況を示す図である。

【図7】(a)は算術平均粗さと効率との関係を計測した結果を示す図、(b)は突出山

10

20

30

40

50

部高さと効率との関係を計測した結果を示す図である。

【図8】比較例と本発明例との歯車における算術平均粗さと突出山部高さとをまとめて示す図表である。

【図9】各比較例と本発明例とによる各伝達トルク毎の効率を、異なる回転数毎に示す図である。

【発明を実施するための形態】

【0012】

この発明で対象とする歯車は、車両や各種産業機械などにおいて、比較的大きい動力を伝達するために使用される歯車であり、例えば変速機で使用される歯車である。また、その歯車は、はす歯歯車が一般的であるが、平歯車などの他の構造の歯車であってもよい。10
この発明に係る歯車は、基本的には、従来知られている一般的な歯車と同様の工程を経て製造される。すなわち、素材から転造、旋削や歯切りなどの加工を経て粗形材を造り、その歯に研削や適宜の表面処理を施し、さらに歯面の研磨を行って製造される。なお、その研磨の方法は、化学研磨や電解研磨あるいは樹脂を使用した樹脂研磨などの従来知られている適宜の方法であってよい。

【0013】

そして、この発明では、互いに噛み合って動力を伝達する歯の表面性状として、算術平均粗さ R_a が $0.15 \mu m$ 以下、突出山部高さ R_{pk} が $0.01 \mu m$ 以上かつ $0.1 \mu m$ 以下に設定されている。ここで、算術平均粗さ R_a は、JIS（日本工業規格）B0601（2001）で規定されているとおり、粗さ曲線 $Z(x)$ からその平均線の方向に基準さに相当する部分を抜き取り、その抜き取った部分の平均線から測定曲線までの偏差の絶対値（高さ、深さ）を合計し、これを平均した値であり、これを模式的に示すと図1のとおりである。また、突出山部高さ R_{pk} は、JIS B0671（2002）で規定されているとおり、平滑化された粗さ曲線のうちの評価長さ $1n$ におけるコア部の上にある突出山部高さの平均値であり、これを模式的に示すと図2のとおりである。20

【0014】

この発明で突出山部高さ R_{pk} を $0.1 \mu m$ 以下としたのは、以下の理由による。互いに噛み合う一対の歯車によって動力を伝達すると、その歯面では不可避的な滑りが生じ、その摩擦による動力損失が動力伝達効率に影響を及ぼす。歯面同士は、油膜を介して接触すると同時に、他の部分では歯を構成している金属同士が接触しているものと考えられ、したがってその全体としての摩擦係数 μ は、30

$$\mu = (1 - \alpha) \mu_L + \alpha \mu_S$$

となる。なお、 μ_L は油膜分担部分の摩擦係数、 μ_S は金属分担部分の摩擦係数、 α は金属分担部分の割合であり、この α は下記の式で表現可能なことが知られている。

$$\alpha = A \cdot \log(D)$$

$$D = R / h$$

なお、 A は定数であって例えば「0.5」である。また、 h は油膜厚さであり、 R は表面の凹凸の高さであってこれらの関係を模式的に示すと図3のとおりである。因みに、金属分担部分の摩擦係数 μ_S は油膜分担部分の摩擦係数 μ_L の数倍いないし十数倍であるから、全体としての摩擦係数（以下、単に摩擦係数と記す） μ を小さくするためには油膜保持特性を向上させること、換言すれば金属接触する割合を小さくすることが好ましいことが判る。40

【0015】

歯面での油膜保持性は、歯面の表面性状に依存しており、したがって摩擦係数 μ は歯面の表面性状に影響を受ける。図4は表面性状を規定する各因子の摩擦係数 μ に対する寄与率を調べた結果を示しており、油膜の厚さは歯面の相対滑り速度が遅いほど薄くなり、また油膜が薄いほど算術平均粗さ R_a の寄与度が小さく、突出山部高さ R_{pk} の寄与度が大きくなる。このことから摩擦係数 μ を小さくする条件としては厳しい条件である油膜が薄い場合でも所望の小さい摩擦係数 μ を得るには、突出山部高さ R_{pk} を最適化する必要があることが判る。50

【0016】

一方、歯面は動力の伝達に伴う不可避的な滑りによって摩耗し、相互に噛み合う歯の歯面が次第に馴染んでくる。その馴染み性を調べた結果を図5に示してある。図5は歯面を所定の初期粗さ（最大高さ） R_z に研磨（歯研）した歯車と、歯面をその初期粗さ（最大高さ）が研磨した歯車の歯面の粗さ R_z の「2.4倍」になるようにシェーピング加工した歯車とのそれについて馴染み性を調べた結果を示しており、所定のトルクを一定の回転数で伝達する運転を継続し、その結果としての仕事量（MJ）毎の効率を計測したものである。この図5に示す結果から、歯面の粗さ R_z が粗いほど、動力の伝達効率が悪いが、長時間運転すると、初期粗さ R_z の大小に関わらず、効率が所定値に収斂することが認められる。

10

【0017】

また、上記の歯車について長時間馴染み運転することによる歯面の形状の変化を調べた。図6は歯面形状の変化として、凸部合成二乗平均粗さを計測した結果を示しており、運転時間が長くなるのに従って（すなわち、仕事量が増大するのに従って）、その平均粗さの減少傾向が小さくなり、最終的には、その時点の運転条件での油膜厚さより僅かに大きい粗さにほぼ収斂することが認められた。

【0018】

以上の結果から、長時間馴染み運転を行って、互いに噛み合っている歯面同士が馴染んで効率が所定値に収斂すると、これと併せて歯面の表面性状（特に粗さ）が所定の値に収斂するとの推定が成り立つ。すなわち、先に式で示した油膜と金属との荷重分担をバランスさせるように収斂した形状が長時間馴染み運転後の表面形状であると考えられる。さらに、長時間馴染み運転後の表面形状を実現する歯面表面の除去量は、該当する除去量以下では効率が悪くなることを示し、かつ、該当する除去量以上では、必要以上に除去量を増やして歯面のくずれやコストアップを招く閾値であると考えられる。すなわち、長時間馴染み運転後の表面形状を実現する歯面表面の除去量により、歯面表面の突起部の除去量を最も少なくし油膜と金属との荷重分担をバランスさせることができ面性状の製造が可能であることを示している。このような推定のもとに、算術平均粗さ R_a と動力伝達の効率との関係を実験により求めると図7の（a）に示すようになった。また、突出山部高さ R_{pk} と動力伝達の効率との関係を実験により求めると図7の（b）に示すようになった。

20

【0019】

図7の（a）において、横軸は算術平均粗さ R_a （ μm ）を示し、縦軸は効率（%）を示す。「 R^2 」は直線へのあてはまりの良さを示す決定係数であって「0.95」と非常に大きい。歯面の突起を適宜な方法で除去して算術平均粗さ R_a を $0.15 \mu m$ より大きい試験用歯車を三つ、 $0.15 \mu m$ より小さい試験用歯車を一つ作製し、その効率を測定した。また、図7の（a）には、効率および凸部合成二乗平均粗さがそれぞれ所定値に収斂する程度まで長時間馴染み運転を行った後の二つの歯車についての測定結果を、括弧を付してプロットしてある。このことより、歯面表面の突起部の除去量を最も少なくし油膜と金属との荷重分担をバランスさせる形状にするためには、算術平均粗さ R_a を $0.15 \mu m$ 以下とする必要があることが判る。

30

【0020】

したがって、歯面の算術平均粗さ R_a が $0.15 \mu m$ あるいはこれに近い値を上回ると、その歯車で最終的に達成できる効率よりも効率が悪くなり、車両にあっては、長時間運転して歯車が相互に馴染むまでは、燃費が悪くなる。

40

【0021】

一方、図7の（b）において、上記の四つの試験用歯車について効率と突出山部高さ R_{pk} とを測定してその関係を求めた。また、図7の（b）には、効率および凸部合成二乗平均粗さがそれぞれ所定値に収斂する程度まで長時間馴染み運転を行った後の二つの歯車についての測定結果を、括弧を付してプロットしてある。このことより、歯面表面の突起部の除去量を最も少なくし油膜と金属との荷重分担をバランスさせる形状にするためには、突出山部高さ R_{pk} を $0.1 \mu m$ 以下とする必要があることが判る。

50

【0022】

したがって、歯面の突出山部高さ R_{pk} が $0.1 \mu m$ あるいはこれに近い値を上回ると、その歯車で最終的に達成できる効率よりも効率が悪くなり、車両にあっては、長時間運転して歯車が相互に馴染むまでは、燃費が悪くなる。

【0023】

なお、上記の図7の(a)および(b)に示す測定結果を得るために使用した試験用歯車の諸元を示すと、駆動歯車および被動歯車は共にはす歯歯車であってねじれ角が「36°」、モジュールが「2」、圧力角が「16.5°」、駆動歯車の歯数が「35」、被動歯車の歯数が「25」、中心距離が「74mm」である。また、効率測定を行った回転数は車両が巡航状態にある場合の回転数として想定した回転数とし、入力トルクは、歯車が搭載することが予想される車両の巡航状態で生じるトルクとした。
10

【0024】

ここで、参考として油膜厚さについて説明する。ここでは、下記のChittendenの膜厚計算式によって算出する方法を示すが、その他の油膜厚さ計算手法によっても計算可能である。

【数1】

$$\frac{h_c}{R_x} = 4.31 \left(\frac{\eta_0 u}{ER_x} \right)^{0.68} (aE)^{0.49} \left(\frac{W}{ER_x^2} \right)^{-0.073} [1 - \exp\{-1.23(R_y/R_x)^{2/3}\}]$$

20

この式で、 E はローラ材の弾性定数、 u は平均転がり速度 ($= (u_1 + u_2) / 2$)、 R_x は接触している楕円体の互いに直交する一方の主曲率面の半径をそれぞれ R_{x1} 、 R_{x2} とした場合に $(R_{x1}^{-1} + R_{x2}^{-1})^{-1}$ で表される値、 R_y は他方の主曲率面の半径をそれぞれ R_{y1} 、 R_{y2} とした場合に $(R_{y1}^{-1} + R_{y2}^{-1})^{-1}$ で表される値、 η_0 は大気圧でのオイル粘度、 a はオイルの粘度・圧力係数であって一般的な鉱油では「 20 Gpa^{-1} 」程度である。

【0025】

以上述べた実験および計測の結果から、この発明の歯車では、歯面の表面性状として突出山部高さ R_{pk} を $0.01 \mu m$ 以上かつ $0.1 \mu m$ 以下とし、算術平均粗さ R_a を $0.15 \mu m$ 以下とした。また、この発明による製造方法は、歯面を研磨するにあたり、突出山部高さ R_{pk} および算術平均粗さ R_a を上記の値とするように研磨する歯車の製造方法である。なお、突出山部高さ R_{pk} の下限値を「 $0.01 \mu m$ 」としたのは、突出山部を残すことにより、歯面の断面構造がいわゆる二層断面になって油溜まりとして機能する凹部を設けておくことができ、これにより油膜保持性を向上させるためである。ここで挙げている突出山部高さ R_{pk} および算術平均粗さ R_a は、歯面の研磨を終了した後、歯車が使用される前の段階での値である。したがって、この発明による歯車あるいはこのような表面性状に加工を行うこの発明の方法で得られた歯車によれば、従来では長時間の運転で到達する表面性状を予め備えていることになるので、使用の開始当初から高い動力伝達効率を達成することができ、車両においては燃費を向上させることができる。また、歯面の摩擦係数が小さくなるから、歯面の損傷を従来になく防止もしくは抑制することができる。
30

【0026】

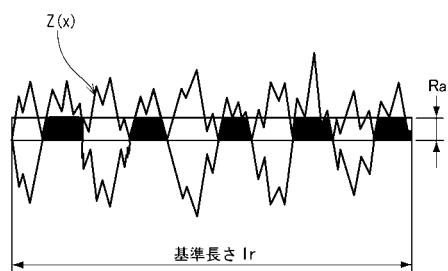
以下、この発明の具体例と比較例とを示す。これらの例における歯車の諸元は上述した試験用歯車と同様であり、歯面の突出山部高さ R_{pk} および算術平均粗さ R_a がこの発明で規定している範囲から外れているものを比較例(A, B, C)とし、この発明で規定している範囲に入っているものを本発明例(D)とした。それぞれ回転数が N_1, N_2, N_3, N_4 ($N_1 < N_2 < N_3 < N_4$) で、伝達トルクを百数十 Nm にまで次第に増大させた場合の効率を計測した。比較例および本発明例の算術平均粗さ R_a および突出山部高さ R_{pk} は、図8に示すとおりであり、また効率の計測結果は図9の(a)ないし(d)に示すとおりである。
40

【0027】

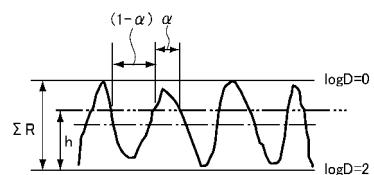
50

各比較例および本発明例のいずれの歯車であっても、伝達するトルクが小さいほど効率が良くなつてあり、高回転数ほど効率が良くなつていた。そして、本発明例によれば、各比較例よりも高い効率となり、その効率の向上効果は低回転数ほど顕著になつた。

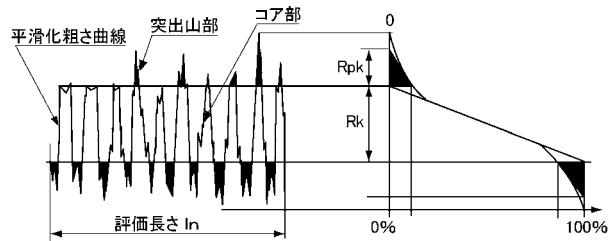
【図 1】



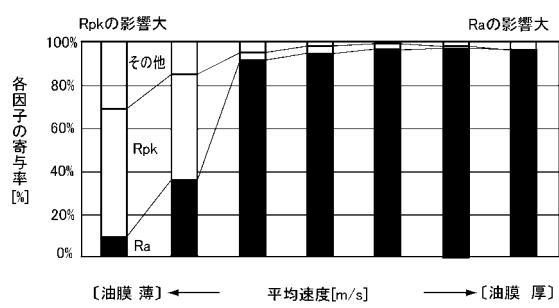
【図 3】



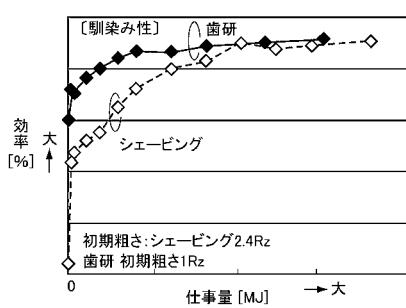
【図 2】



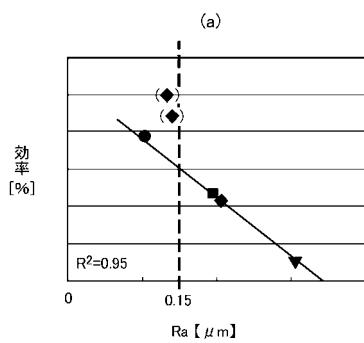
【図 4】



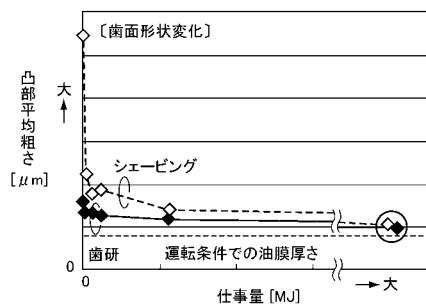
【図5】



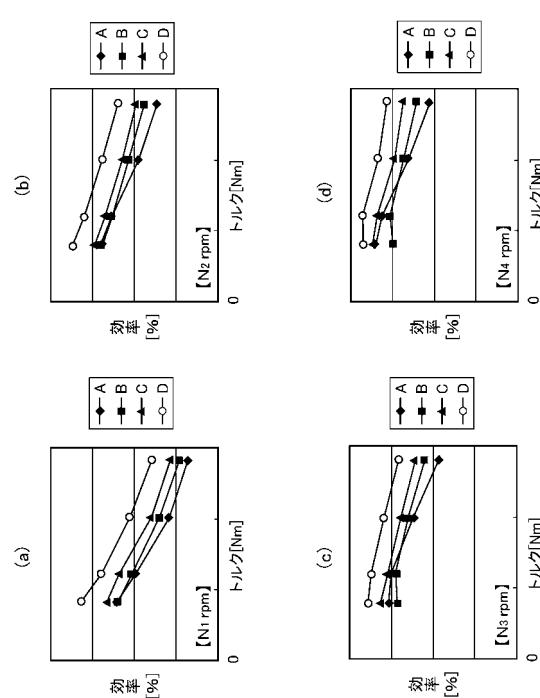
【図7】



【図6】



【図9】



フロントページの続き

(72)発明者 石橋 昌幸
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 床桜 大輔
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

F ターム(参考) 3C025 DD00
3J030 AC01 AC10 BB06 BC10