

(19)日本国特許庁(JP)

(12)特許公報(B2)

(11)特許番号  
特許第7290086号  
(P7290086)

(45)発行日 令和5年6月13日(2023.6.13)

(24)登録日 令和5年6月5日(2023.6.5)

(51)国際特許分類

F I

F 1 6 C 35/063 (2006.01)

F 1 6 C 35/063

F 1 6 C 19/18 (2006.01)

F 1 6 C 19/18

請求項の数 2 (全14頁)

|          |                             |          |                               |
|----------|-----------------------------|----------|-------------------------------|
| (21)出願番号 | 特願2019-162523(P2019-162523) | (73)特許権者 | 000004204                     |
| (22)出願日  | 令和1年9月6日(2019.9.6)          |          | 日本精工株式会社                      |
| (65)公開番号 | 特開2021-42762(P2021-42762A)  |          | 東京都品川区大崎1丁目6番3号               |
| (43)公開日  | 令和3年3月18日(2021.3.18)        | (74)代理人  | 110000811                     |
| 審査請求日    | 令和4年5月10日(2022.5.10)        |          | 弁理士法人貴和特許事務所                  |
|          |                             | (72)発明者  | 坂口 尚                          |
|          |                             |          | 神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内 |
|          |                             | (72)発明者  | 渡辺 栄翔                         |
|          |                             |          | 神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内 |
|          |                             | 審査官      | 松江川 宗                         |

最終頁に続く

(54)【発明の名称】 ハブユニット軸受およびその製造方法

(57)【特許請求の範囲】

【請求項1】

内周面に複列の外輪軌道を有し、懸架装置に支持固定されて回転しない、外輪と、  
外周面に複列の内輪軌道を有し、車輪が固定されて該車輪とともに回転する、ハブと、  
前記複列の外輪軌道と前記複列の内輪軌道との間に転動自在に配置され、かつ、予圧が  
付与された、複数個の転動体と、

を備え、

前記ハブは、外周面に、前記複列の内輪軌道のうちの軸方向内側の内輪軌道を有する内  
輪と、軸方向中間部外周面に、前記複列の内輪軌道のうちの軸方向外側の内輪軌道を有す  
るハブ輪とを備え、

前記ハブ輪のうちで前記軸方向外側の内輪軌道よりも軸方向内側に位置する嵌合筒部に  
前記内輪を外嵌した状態で、前記ハブ輪のうちで前記内輪の軸方向内側の端面よりも軸方  
向内側に突出した筒状部を、径方向外方に塑性変形させて形成したかしめ部により、前記  
内輪の軸方向内側の端面を押え付けることで、前記内輪と前記ハブ輪とが結合固定されて  
いる、

ハブユニット軸受の製造方法であって、

前記内輪を前記嵌合筒部に外嵌する前に、前記内輪の外径寸法を測定する、嵌合前工程  
と、

前記ハブ輪の周囲に、前記外輪と前記転動体とを配置する、配置工程と、

前記嵌合筒部に前記内輪を外嵌する、外嵌工程と、

前記筒状部を径方向外方に塑性変形させて前記かしめ部を形成する、かしめ工程と、  
前記かしめ部を形成した後で、前記内輪の外径寸法を測定する、かしめ後工程と、  
を備え、

前記かしめ部を形成した後の前記内輪の外径寸法と、前記嵌合筒部に外嵌する前の前記内輪の外径寸法との差である内輪膨張量に基づいて、前記外嵌工程と前記かしめ工程とにより減少したアキシャル隙間減少量を求め、

前記アキシャル隙間減少量に基づいて、前記予圧を管理する、  
ハブユニット軸受の製造方法。

#### 【請求項 2】

内周面に複列の外輪軌道を有し、懸架装置に支持固定されて回転しない、外輪と、  
外周面に複列の内輪軌道を有し、車輪が固定されて該車輪とともに回転する、ハブと、  
前記複列の外輪軌道と前記複列の内輪軌道との間に転動自在に配置され、かつ、予圧が付与された、複数個の転動体と、  
を備え、

前記ハブは、外周面に、前記複列の内輪軌道のうちの軸方向内側の内輪軌道を有する内輪と、軸方向中間部外周面に、前記複列の内輪軌道のうちの軸方向外側の内輪軌道を有するハブ輪とを備え、

前記ハブ輪のうちで前記軸方向外側の内輪軌道よりも軸方向内側に位置する嵌合筒部に前記内輪を外嵌した状態で、前記ハブ輪のうちで前記内輪の軸方向内側の端面よりも軸方向内側に突出した筒状部を、径方向外方に塑性変形させて形成したかしめ部により、前記内輪の軸方向内側の端面を押え付けることで、前記内輪と前記ハブ輪とが結合固定されており、

前記かしめ部を形成した後で測定した前記内輪の外径寸法と、前記内輪を前記嵌合筒部に外嵌する前に測定した前記内輪の外径寸法との差である内輪膨張量から求めたアキシャル隙間減少量に基づいて、前記予圧が管理されている、

ハブユニット軸受。

#### 【発明の詳細な説明】

#### 【技術分野】

#### 【0001】

本発明は、自動車の車輪および制動用回転体を懸架装置に対して回転自在に支持するためのハブユニット軸受、および、その製造方法に関する。

#### 【背景技術】

#### 【0002】

自動車の車輪および制動用回転体は、ハブユニット軸受により懸架装置に対して回転自在に支持される。ハブユニット軸受は、内周面に複列の外輪軌道を有する外輪と、外周面に複列の内輪軌道を有するハブと、前記複列の外輪軌道と前記複列の内輪軌道との間に転動自在に配置された複数個の転動体とを備える。

#### 【0003】

前記ハブは、内輪とハブ輪とを備える。前記内輪は、軸方向外側の端面を、前記ハブ輪の軸方向中間部に備えられ、軸方向内側を向いた段差面に突き当てた状態で、前記ハブ輪の軸方向内側部分に備えられた嵌合筒部に、圧入により外嵌されている。この状態で、前記嵌合筒部のうちで前記内輪の軸方向内側の端面よりも軸方向内側に突出した筒状部を、径方向外側に向けて塑性変形させることで形成したかしめ部により、前記内輪の軸方向内側の端面を押え付けている。これにより、前記内輪と前記ハブ輪とを結合固定し、かつ、前記転動体に予圧を付与している。

#### 【0004】

ハブユニット軸受では、転動体に付与した予圧が適正範囲に収まっていないと、予圧が大きすぎる場合には、ハブユニット軸受の寿命が短くなったり、ハブユニット軸受の動トルク（回転抵抗）が増大して自動車の走行性能が低下したりし、反対に、予圧が小さすぎる場合には、モーメント剛性が不足し、車両の操安性が悪化するなどの不具合を招く。こ

10

20

30

40

50

のため、転動体に付与する予圧に関しては、厳しい管理が要求される。

【 0 0 0 5 】

特開 2 0 0 3 - 1 3 9 7 9 号公報（特許文献 1）には、ハブ輪に内輪を外嵌した後、かしめ部を形成する前後の内輪の外径寸法を測定することで、該内輪の外径寸法の膨張量に基づいて、かしめ部から内輪に加わる軸力を管理する方法が記載されている。特開 2 0 0 3 - 1 3 9 7 9 号公報に記載の方法によれば、かしめ部の軸力が不足して、ハブ輪と内輪との間でクリープが発生したり、かしめ部の軸力が過大になって、内輪軌道に圧痕が形成されたりすることを防止できる。

【先行技術文献】

【特許文献】

10

【 0 0 0 6 】

【文献】特開 2 0 0 3 - 1 3 9 7 9 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【 0 0 0 7 】

ところで、内輪の外周面に備えられた軸方向内側の内輪軌道は、軸方向内側に向かうほど径方向外側に向かう方向に傾斜している。したがって、内輪をハブ輪に、圧入により外嵌することに伴って、内輪が膨張する（内輪の外径寸法が増大する）と、軸方向内側列の転動体が、内輪軌道により軸方向外側に向けて押圧され、転動体に付与される予圧が増大する。すなわち、転動体に付与される予圧には、かしめ部の形成に伴う内輪の膨張量だけでなく、内輪のハブ輪への圧入に伴う膨張量も影響すると考えられる。内輪のハブ輪への圧入に伴う膨張量は、嵌合筒部の外周面に対する内輪の内周面の締め代に基づいて変化する。特開 2 0 0 3 - 1 3 9 7 9 号公報に記載の方法は、ハブ輪への内輪の圧入に伴う膨張量が、転動体に付与される予圧に与える影響が考慮されておらず、前記予圧をより正確に管理する面からは、さらなる改良の余地があるといえる。

20

【 0 0 0 8 】

本発明は、上述のような事情を鑑みて、転動体に付与される予圧を、より正確に管理することができる、ハブユニット軸受、および、その製造方法を実現することを目的としている。

【課題を解決するための手段】

30

【 0 0 0 9 】

本発明の対象となるハブユニット軸受は、外輪と、ハブと、複数個の転動体とを備える。前記外輪は、内周面に複列の外輪軌道を有し、懸架装置に支持固定されて回転しない。前記ハブは、外周面に複列の内輪軌道を有し、車輪が固定されて該車輪とともに回転する。

前記複数個の転動体は、前記複列の外輪軌道と前記複列の内輪軌道との間に転動自在に配置され、かつ、予圧が付与されている。

さらに、前記ハブは、外周面に、前記複列の内輪軌道のうちの軸方向内側の内輪軌道を有する内輪と、軸方向中間部外周面に、前記複列の内輪軌道のうちの軸方向外側の内輪軌道を有するハブ輪とを備える。

40

前記内輪と前記ハブ輪とは、前記ハブ輪のうちで前記軸方向外側の内輪軌道よりも軸方向内側に位置する嵌合筒部に前記内輪を外嵌した状態で、前記ハブ輪のうちで前記内輪の軸方向内側の端面よりも軸方向内側に突出した筒状部を、径方向外方に塑性変形させて形成したかしめ部により、前記内輪の軸方向内側の端面を押え付けることで結合固定される。

【 0 0 1 0 】

本発明のハブユニット軸受の製造方法は、

前記内輪を前記嵌合筒部に外嵌する前に、前記内輪の外径寸法を測定する、嵌合前工程と、

前記ハブ輪の周囲に、前記外輪と前記転動体とを配置する、配置工程と、

前記嵌合筒部に前記内輪を外嵌する、外嵌工程と、

50

前記筒状部を径方向外方に塑性変形させて前記かしめ部を形成する、かしめ工程と、  
前記かしめ部を形成した後で、前記内輪の外径寸法を測定する、かしめ後工程と、  
を備え、

前記かしめ部を形成した後の前記内輪の外径寸法と、前記嵌合筒部に外嵌する前の前記  
内輪の外径寸法との差である内輪膨張量に基づいて、前記外嵌工程と前記かしめ工程とに  
より減少したアキシアル隙間減少量を求め、

前記アキシアル隙間減少量に基づいて、前記予圧を管理する。

【 0 0 1 1 】

なお、前記配置工程と前記外嵌工程とは、同時に実施することもできる。

【 0 0 1 2 】

本発明のハブユニット軸受は、前記かしめ部を形成した後で測定した前記内輪の外径寸  
法と、前記内輪を前記嵌合筒部に外嵌する前に測定した前記内輪の外径寸法との差である  
内輪膨張量から求めたアキシアル隙間減少量に基づいて、前記予圧が管理されている。

【発明の効果】

【 0 0 1 3 】

本発明によれば、転動体に付与される予圧を、より正確に管理することができる。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 1 4 】

【図 1】図 1 は、本発明の対象となるハブユニット軸受の 1 例を示す、断面図である。

【図 2】図 2 ( A ) は、かしめ部を形成する以前の様子を示す、ハブユニット軸受の断面  
図であり、図 2 ( B ) は、かしめ部を形成した後の様子を示す、ハブユニット軸受の断面  
図である。

【図 3】図 3 は、内輪を取り出して示す、断面図である。

【図 4】図 4 は、かしめ部を形成することに伴って内輪が膨張する様子を誇張して示す、  
断面図である。

【図 5】図 5 は、ハブ輪に圧入により外嵌することに伴う内輪の膨張量と、かしめ部を形  
成することに伴う内輪の膨張量との関係を示すグラフである。

【図 6】図 6 は、ハブ輪を取り出して示す、断面図である。

【図 7】図 7 は、外輪を取り出して示す、断面図である。

【図 8】図 8 ( A ) は、ハブ輪の嵌合筒部に外嵌する以前の単体状態からの内輪の膨張量  
D と、アキシアル隙間減少量 C との関係を示すグラフであり、図 8 ( B ) は、かしめ  
部を形成する以前の嵌合筒部に外嵌した状態からの内輪の膨張量 D ' と、アキシアル隙間  
減少量 C との関係を示すグラフである。

【 0 0 1 5 】

本発明の実施の形態の 1 例について、図 1 ~ 図 7 を用いて説明する。

【 0 0 1 6 】

< ハブユニット軸受の構造 >

本例の対象となるハブユニット軸受 1 は、外輪 2 と、ハブ 3 と、転動体 4 a、4 b とを  
備える。

【 0 0 1 7 】

外輪 2 は、中炭素鋼などの硬質金属により構成されている。外輪 2 は、内周面に、複列  
の外輪軌道 5 a、5 b を有し、かつ、軸方向中間部に、径方向外側に向けて突出した静止  
フランジ 6 を有する。静止フランジ 6 は、径方向中間部の円周方向複数箇所に、軸方向に  
貫通する支持孔 7 を有する。外輪 2 は、静止フランジ 6 の支持孔 7 を挿通した支持ボルト  
により、懸架装置に対し支持固定され、車輪が回転する際にも回転しない。

【 0 0 1 8 】

ハブ 3 は、外周面に、複列の内輪軌道 8 a、8 b を有し、かつ、外輪 2 の径方向内側に  
外輪 2 と同軸に配置される。ハブ 3 は、外輪 2 の軸方向外側の端部よりも軸方向外側に位  
置する部分に、径方向外側に向けて突出した回転フランジ 9 を有し、かつ、軸方向外側の  
端部に、円筒状のパイロット部 10 を有する。回転フランジ 9 は、径方向中間部の円周方

10

20

30

40

50

向複数箇所、軸方向に貫通する取付孔 11 を有する。取付孔 11 のそれぞれには、スタッド 12 が圧入（セレーション嵌合）されている。すなわち、本例では、取付孔 11 は、圧入孔により構成される。

【0019】

なお、軸方向に関して「外」とは、ハブユニット軸受 1 を自動車に組み付けた状態で車体の外側となる、図 1～図 4、図 6 および図 7 の左側をいう。反対に、ハブユニット軸受 1 を自動車に組み付けた状態で車体の中央側となる、図 1～図 4、図 6 および図 7 の右側を、軸方向に関して「内」という。

【0020】

ディスクやドラムなどの制動用回転体、及び、車輪を構成するホイールは、中心部を軸方向に貫通する中心孔に、パイロット部 10 を挿通し、かつ、径方向中間部の円周方向複数箇所を軸方向に貫通する通孔に、スタッド 12 を挿通した状態で、スタッド 12 の先端部にハブナットを螺合することにより、回転フランジ 9 に結合される。

10

【0021】

なお、回転フランジの取付孔を、雌ねじ孔により構成することもできる。この場合には、制動用回転体に備えられた通孔と、ホイールに備えられた通孔とを挿通したハブボルトを、取付孔に螺合することにより、制動用回転体および車輪を回転フランジに結合固定する。

【0022】

本例のハブ 3 は、内輪 13 とハブ輪 14 とを備える。

20

【0023】

内輪 13 は、軸受鋼などの硬質金属により構成されている。内輪 13 は、外周面のうちの軸方向中間部に、複列の内輪軌道 8a、8b のうちの軸方向内側の内輪軌道 8a を有する。さらに、内輪 13 は、外周面のうち、軸方向内側の内輪軌道 8a の軸方向内側に隣接する部分に、内輪肩部 15 を有し、かつ、軸方向内側の端面と内輪肩部 15 との接続部に、断面円弧形の面取り部 16 を有する。内輪肩部 15 は、軸方向にわたり外径寸法が変化しない円筒面により構成される。

【0024】

ハブ輪 14 は、中炭素鋼などの硬質金属により構成されている。ハブ輪 14 は、外周面の軸方向中間部に、複列の内輪軌道 8a、8b のうちの軸方向外側の内輪軌道 8b を有する。ハブ輪 14 は、軸方向外側の内輪軌道 8b よりも軸方向外側に位置する部分に、径方向外側に向けて突出した回転フランジ 9 を有し、かつ、軸方向外側の端部に、円筒状のパイロット部 10 を有する。

30

【0025】

ハブ輪 14 は、軸方向外側の内輪軌道 8b よりも軸方向内側に位置する部分に、軸方向外側に隣接する部分よりも外径が小さく、内輪 13 が外嵌される嵌合筒部 17 を有する。さらに、ハブ輪 14 は、内輪 13 の軸方向外側の端面が突き当てられる、軸方向内側を向いた段差面 18 と、嵌合筒部 17 の軸方向内側の端部から径方向外側に向けて折れ曲がり、内輪 13 の軸方向内側の端面を押え付けるかしめ部 19 とを有する。すなわち、本例のハブ 3 は、ハブ輪 14 の嵌合筒部 17 に内輪 13 を圧入により外嵌し、かつ、かしめ部 19 により内輪 13 の軸方向内側の端面を押え付けている。換言すれば、段差面 18 とかしめ部 19 との間で内輪 13 を軸方向両側から挟持している。これにより、内輪 13 とハブ輪 14 とを結合固定することで、ハブ 3 を構成している。

40

【0026】

転動体 4a、4b のそれぞれは、軸受鋼などの硬質金属、または、セラミックスにより構成される。転動体 4a、4b は、複列の外輪軌道 5a、5b と複列の内輪軌道 8a、8b との間に、それぞれ複数個ずつ、保持器 20a、20b により保持された状態で転動自在に配置されている。これにより、ハブ 3 は、外輪 2 の径方向内側に回転自在に支持される。また、転動体 4a、4b には、内輪 13 から加わる軸方向外側を向いた力（軸力）に基づいて、予圧が付与されている。

50

## 【 0 0 2 7 】

本例では、転動体 4 a、4 b として玉を使用しているが、玉に代えて円すいころを使用することもできる。また、本例では、軸方向内側列の転動体 4 a、4 b のピッチ円直径と、軸方向外側列の転動体 4 a、4 b のピッチ円直径とを互いに同じとしているが、本発明は、軸方向内側列の転動体のピッチ円直径と、軸方向外側列の転動体のピッチ円直径とが互いに異なる異径 P C D 型のハブユニット軸受に適用することもできる。

## 【 0 0 2 8 】

ハブユニット軸受 1 は、外輪 2 の内周面とハブ 3 の外周面との間に存在し、かつ、転動体 4 a、4 b が配置された、円筒状の転動体設置空間 2 1 の軸方向両側の開口部を塞ぐ、シール装置 2 2 a、2 2 b をさらに備える。

## 【 0 0 2 9 】

シール装置 2 2 a、2 2 b のうち、軸方向内側のシール装置 2 2 a は、内輪 1 3 の内輪肩部 1 5 に外嵌固定されるスリング 2 3 と、スリング 2 3 の表面に全周にわたり摺接するシールリップを有するシールリング 2 4 とを備える。すなわち、本例では、軸方向内側のシール装置 2 2 a は、組み合わせシールリングにより構成される。

## 【 0 0 3 0 】

なお、転動体設置空間の軸方向内側の開口部を塞ぐ、軸方向内側のシール装置を、外輪に内嵌固定された有底円筒状のカバーにより構成することもできる。この場合、必要に応じて、内輪の内輪肩部に、車輪の回転数（回転速度）を検出するためのエンコーダを外嵌固定することができる。

## 【 0 0 3 1 】

シール装置 2 2 a、2 2 b のうち、軸方向外側のシール装置 2 2 b は、ハブ 3 の外周面または回転フランジ 9 の軸方向内側面に全周にわたり摺接するシールリップを有する。すなわち、本例では、軸方向外側のシール装置 2 2 b は、シールリングにより構成される。

## 【 0 0 3 2 】

< ハブユニット軸受の製造方法 >

ハブユニット軸受 1 を製造する際には、図 2 ( A ) に示すように、ハブ輪 1 4 の周囲に、外輪 2 と転動体 4 a、4 b とを配置し、かつ、嵌合筒部 1 7 に内輪 1 3 を外嵌して、かしめ部 1 9 を形成する以前の状態のハブユニット軸受 1 a を組み立てる。具体的には、例えば、転動体 4 a、4 b を保持器 2 0 a、2 0 b に保持した状態で、外輪 2 の複列の外輪軌道 5 a、5 b の径方向内側に配置し、かつ、外輪 2 の軸方向外側の端部に、軸方向外側のシール装置 2 2 b を内嵌して外輪組立体を得る。次いで、前記外輪組立体に、ハブ輪 1 4 を軸方向外側から挿入する。最後に、内輪 1 3 を、ハブ輪 1 4 の嵌合筒部 1 7 に圧入により外嵌する。ただし、ハブユニット軸受 1 a を組み立てる手順については、特に限定されず、矛盾を生じない限り、順番を入れ替えたり、同時に実施したりすることができる。

## 【 0 0 3 3 】

次いで、図 2 ( A ) 図 2 ( B ) に示すように、ハブ輪 1 4 のうち、内輪 1 3 の軸方向内側の端面よりも軸方向内側に突出した筒状部 2 5 を、径方向外側に向けて塑性変形させることでかしめ部 1 9 を形成する。これにより、内輪 1 3 とハブ輪 1 4 とを結合固定してハブ 3 を構成し、かつ、転動体 4 a、4 b に適正な予圧を付与する。そして、外輪 2 の軸方向内側の端部とハブ 3 の軸方向内側の端部との間に、軸方向内側のシール装置 2 2 a を装着し、ハブユニット軸受 1 として完成する。

## 【 0 0 3 4 】

なお、かしめ部 1 9 を形成する方法については、特に限定されない。かしめ部 1 9 は、例えば、ハブ輪 1 4 の中心軸に対して傾斜した自転軸を中心とする回転を可能に支持された押し型を、筒状部 2 5 の軸方向内側の端部に押し付けつつ、前記押し型を、ハブ輪 1 4 の中心軸の周りで回転運動させる揺動かしめにより形成することができる。あるいは、かしめ部 1 9 は、押し型を、筒状部 2 5 の軸方向内側の端部に軸方向に押し付けるプレス加工（面押し加工）により形成することもできる。

## 【 0 0 3 5 】

10

20

30

40

50

特に、本例の製造方法では、ハブユニット軸受 1 の完成状態で転動体 4 a、4 b に付与された予圧を管理するために、ハブ輪 1 4 の嵌合筒部 1 7 に外嵌する以前の単体での内輪 1 3 の外径寸法  $D_0$  を測定しておく。具体的には、内輪 1 3 の内輪肩部 1 5 の外径寸法  $D_0$  を測定する。内輪肩部 1 5 は、組み合わせシールリングであるシール装置 2 2 a のスリング 2 3 またはエンコーダが外嵌される、形状精度が良好な円筒面により構成される。内輪肩部 1 5 のうちで外径寸法  $D_0$  を測定する部分の軸方向位置については、特に限定されない。ただし、ハブ輪 1 4 に外嵌する前の内輪 1 3 の外径寸法  $D_0$  と、かしめ部 1 9 の形成後の内輪 1 3 の外径寸法  $D_1$  との差を大きく確保する面からは、面取り部 1 6 よりも軸方向外側に位置する範囲で、かつ、できる限り軸方向内側に位置する部分で、内輪肩部 1 5 の外径寸法  $D_0$  を測定することが好ましい。

10

**【 0 0 3 6 】**

また、本例の製造方法では、かしめ部 1 9 を形成した後、軸方向内側のシール装置 2 2 a を装着する以前に、内輪 1 3 の外径寸法  $D_1$  を測定する。内輪 1 3 の外径寸法  $D_1$  を測定する部分の軸方向位置は、ハブ輪 1 4 の嵌合筒部 1 7 に外嵌する以前の内輪 1 3 の外径寸法  $D_0$  を測定した部分の軸方向位置と同じ位置とする。

**【 0 0 3 7 】**

そして、かしめ部 1 9 を形成した後（かしめ完了状態）の内輪 1 3 の外径寸法  $D_1$  と、ハブ輪 1 4 の嵌合筒部 1 7 に外嵌する以前の内輪 1 3 の外径寸法  $D_0$  との差（ $D_1 - D_0$ ）である内輪 1 3 の膨張量  $D$  に基づいて、アキシャル隙間減少量  $C$  を求める。アキシャル隙間減少量  $C$  は、かしめ部 1 9 を形成することに伴う、ハブユニット軸受 1 のアキシャル隙間の減少量を表す。内輪 1 3 の膨張量  $D$  と、アキシャル隙間減少量  $C$  との関係は、予め実験やシミュレーションなどによって求め、演算装置のメモリに、マップまたは式として記憶しておく。すなわち、内輪 1 3 の膨張量  $D$  を前記演算装置に入力し、前記マップまたは式を用いて、アキシャル隙間減少量  $C$  を求める。

20

**【 0 0 3 8 】**

本例では、このようにして求めたアキシャル隙間減少量  $C$  に基づいて、転動体 4 a、4 b に付与される予圧を管理している。具体的には、アキシャル隙間減少量  $C$  に基づいて、転動体 4 a、4 b に付与される予圧が適正範囲に収まっているか否かを判断するか、あるいは、転動体 4 a、4 b に付与される予圧を適正範囲に設定する。

**【 0 0 3 9 】**

30

上述のように、本例のハブユニット軸受の製造方法では、かしめ完了状態における内輪 1 3 の外径寸法  $D_1$  と、ハブ輪 1 4 の嵌合筒部 1 7 に外嵌する以前の単体での内輪 1 3 の外径寸法  $D_0$  との差である膨張量  $D$  に基づいて、ハブユニット軸受 1 のアキシャル隙間減少量  $C$  を求めている。すなわち、本例では、かしめ部 1 9 を形成することに伴う内輪 1 3 の膨張量（図 2（A）に示す状態から図 2（B）に示す状態までの間の内輪 1 3 の膨張量）だけでなく、ハブ輪 1 4 の嵌合筒部 1 7 に圧入することに伴う内輪 1 3 の膨張量が、かしめ部 1 9 を形成することによるハブユニット軸受 1 のアキシャル隙間の減少量に与える影響を考慮している。したがって、本例によれば、特開 2 0 0 3 - 1 3 9 7 9 に記載の方法のように、かしめ部の形成に伴う内輪の膨張量のみを考慮し、ハブ輪に圧入することに伴う内輪の膨張量を考慮していない場合と比較して、転動体 4 a、4 b に付与される予圧を、より正確に管理することができる。

40

**【 0 0 4 0 】**

この理由について、図 4 および図 5 を用いて説明する。ハブ輪 1 4 の嵌合筒部 1 7 に外嵌した内輪 1 3 は、かしめ部 1 9 を形成することに伴って、図 4 に鎖線で誇張して示すように、内輪 1 3 の軸方向内側の端面が軸方向外側に移動するように軸方向寸法を縮めつつ、径方向外側に向けて膨張する。

**【 0 0 4 1 】**

ここで、嵌合筒部 1 7 に対する内輪 1 3 の締め代が大きい場合、嵌合筒部 1 7 の外周面と内輪 1 3 の内周面との間に作用する摩擦力が大きくなる。このため、嵌合筒部 1 7 に対する内輪 1 3 の締め代が大きいと、かしめ部 1 9 を形成することに伴う、内輪 1 3 の軸方

50

向内側の端面の軸方向外側への移動量が少なくなり、内輪 13 の膨張量も少なくなる。換言すれば、嵌合筒部 17 に対する内輪 13 の締め代が大きいと、かしめ部 19 を形成することに伴う、アキシャル隙間減少量は少なくなる。

#### 【0042】

反対に、嵌合筒部 17 に対する内輪 13 の締め代が小さい場合、嵌合筒部 17 の外周面と内輪 13 の内周面との間に作用する摩擦力が小さくなる。このため、嵌合筒部 17 に対する内輪 13 の締め代が小さいと、かしめ部 19 を形成することに伴う、内輪 13 の軸方向内側の端面の軸方向外側への移動量が多くなり、内輪 13 の膨張量も多くなる。換言すれば、嵌合筒部 17 に対する内輪 13 の締め代が小さいと、かしめ部 19 を形成することに伴う、アキシャル隙間減少量は多くなる。

10

#### 【0043】

したがって、かしめ部 19 を形成する際の加工荷重を同じ（或る特定の大きさ）とした場合、図 5 に示すように、嵌合筒部 17 に対する内輪 13 の締め代の大きさにかかわらず、嵌合筒部 17 に外嵌する以前の単体状態からの内輪 13 の膨張量はほぼ一定の大きさになり、アキシャル隙間減少量  $C$  もほぼ一定になると考えられる。

#### 【0044】

特開 2003 - 13979 に記載の方法では、かしめ部を形成する前後の内輪の膨張量（図 5 に梨地で示す部分）のみしか測定しておらず、ハブ輪に対する内輪の締め代の大きさの影響（図 5 に格子で示す、ハブ輪への圧入に伴う内輪の膨張量）が考慮されていない。これに対し、本例のハブユニット軸受の予圧推定方法によれば、単体状態からの内輪 13 の膨張量を測定しており、嵌合筒部 17 に対する内輪 13 の締め代の大きさの影響も考慮されている。このため、本例のハブユニット軸受の予圧推定方法によれば、アキシャル隙間減少量  $C$ 、延いては、転動体 4a、4b に付与される予圧を、より正確に管理することができる。

20

#### 【0045】

なお、本例の製造方法では、追加的に、かしめ部 19 を形成する以前の状態（図 2（A）に示す状態）のハブユニット軸受 1a のアキシャル隙間である初期アキシャル隙間  $C_0$  を求めることができる。そして、初期アキシャル隙間  $C_0$  からアキシャル隙間減少量  $C$  を減ずることで、かしめ部 19 を形成した後の状態（図 2（B）に示す状態）でのハブユニット軸受 1b のアキシャル隙間  $C_1$  を算出することができる。さらに、アキシャル隙間  $C_1$  に基づいて、ハブユニット軸受 1 の完成状態（図 1 に示す状態）で転動体 4a、4b に付与された予圧を求めることができる。

30

#### 【0046】

初期アキシャル隙間  $C_0$  を求めるためには、図 6 に示すような、ハブ輪 14 単体の状態において、ハブ輪 14 の軸方向外側の内輪軌道 8b に、軸方向外側列の転動体 4b を転がり接触させたと仮定した場合の、転動体 4b の中心  $O_{inb}$  と、段差面 18 との軸方向間隔である第 1 の寸法  $d_1$  を測定する。また、図 3 に示すような、内輪 13 単体の状態において、内輪 13 の軸方向内側の内輪軌道 8a に、軸方向内側列の転動体 4a を転がり接触させたと仮定した場合の、転動体 4a の中心  $O_{ina}$  と、内輪 13 の軸方向外側の端面との軸方向間隔である第 2 の寸法  $d_2$  を測定する。

40

#### 【0047】

第 1 の寸法  $d_1$  および第 2 の寸法  $d_2$  は、例えば、転動体 4a、4b の直径（玉径）の  $1/2$  と同じ曲率半径を有する曲面部と、該曲面部に対し遠近動可能な測定子とを備える、専用の測定器を用いて測定することができる。すなわち、ハブ輪 14 単体の状態で、前記曲面部を軸方向外側の内輪軌道 8b に当接させ、かつ、前記測定子を段差面 18 に突き当てることにより、前記曲面部の曲率中心と段差面 18 との軸方向間隔を測定して、第 1 の寸法  $d_1$  を得る。また、内輪 13 単体の状態で、軸方向内側の内輪軌道 8a に、前記測定器の前記曲面部を当接させ、かつ、前記測定子を内輪 13 の軸方向外側の端面に突き当てることにより、前記曲面部の曲率中心と、内輪 13 の軸方向外側の端面との軸方向間隔を測定して、第 2 の寸法  $d_2$  を得る。さらに、第 2 の寸法  $d_2$  を、嵌合筒部 17 に対する

50



内輪 1 3 の締め代を考慮して補正し、第 2 の寸法  $d_2'$  を得る。すなわち、嵌合筒部 1 7 へ  
の内輪 1 3 の圧入に伴って、軸方向内側の内輪軌道 8 a が膨張することにより、軸方向内  
側列の転動体 4 a の中心が軸方向外側に移動する量を、第 2 の寸法  $d_2$  から減ずること  
で、補正後の第 2 の寸法  $d_2'$  を得る。

【 0 0 4 8 】

第 1 の寸法  $d_1$  と補正後の第 2 の寸法  $d_2'$  との和 ( $d_1 + d_2'$ ) を求めることにより、  
かしめ部 1 9 による軸力が加わっていない状態での、複列の内輪軌道 8 a、8 b 同士の間  
隔である内輪軌道間隔  $d_{in}$  を得る。

【 0 0 4 9 】

また、外輪 2 単体の状態において、外輪 2 の複列の外輪軌道 5 a、5 b に転動体 4 a、  
4 b を転がり接触させたと仮定した場合の、軸方向内側の列の転動体 4 a の中心  $O_{out a}$   
と、軸方向外側列の転動体 4 b の中心  $O_{out b}$  との軸方向間隔である外輪軌道間隔  $d_{out}$   
を測定する。

【 0 0 5 0 】

外輪軌道間隔  $d_{out}$  は、例えば、転動体 4 a、4 b の直径 (玉径) の  $1/2$  と同じ曲率  
半径を有し、かつ、互いに遠近動可能な一对の曲面部を備える、専用の測定器を用いて測  
定することができる。すなわち、外輪 2 単体の状態で、前記一对の曲面部を、複列の外輪  
軌道 5 a、5 b に当接させて、前記一对の曲面部の曲率中心同士の軸方向間隔を測定する  
ことにより、外輪軌道間隔  $d_{out}$  を得る。

【 0 0 5 1 】

外輪軌道間隔  $d_{out}$  と内輪軌道間隔  $d_{in}$  との差 ( $d_{out} - d_{in}$ ) を求めることに  
より、かしめ部 1 9 を形成する以前の状態の初期アキシャル隙間  $C_0$  を得る。

【 0 0 5 2 】

なお、転動体として、円すいころを用いる場合、第 1 の寸法、第 2 の寸法および外輪軌  
道間隔を測定するために規定される、転動体の中心は、転動体の中心軸上の任意の位置に  
定めることができる。具体的には、例えば、転動体の中心軸のうち、転動体の軸方向に関  
する中央位置を、転動体の中心とすることができる。

【 0 0 5 3 】

初期アキシャル隙間  $C_0$  からアキシャル隙間減少量  $C$  を減ずる ( $C_0 - C$ ) こと  
により、かしめ完了状態でのハブユニット軸受 1 b のアキシャル隙間  $C_1$  を求める。

【 0 0 5 4 】

そして、アキシャル隙間  $C_1$  に基づいて、ハブユニット軸受 1 の完成状態で転動体 4 a  
、4 b に付与された予圧を算出し、算出した予圧が適正範囲に収まっているか否かを判断  
することができる。なお、この場合、かしめ完了状態でのハブユニット軸受 1 b のアキシ  
アル隙間  $C_1$  を求めるための初期アキシャル隙間  $C_0$  は、測定により求めるのではなく、  
設計値を使用することもできる。

【 0 0 5 5 】

あるいは、アキシャル隙間  $C_1$  に基づいて、ハブユニット軸受 1 の完成状態で転動体 4  
a、4 b に付与された予圧を算出し、算出した予圧をフィードバックすることで、転動体  
4 a、4 b に付与される予圧を適正範囲に設定することができる。具体的には、初期アキシ  
アル隙間  $C_0$  が適正となる外輪 2 と内輪 1 3 とハブ輪 1 4 との組み合わせを、複数個ず  
つの外輪 2、内輪 1 3 およびハブ輪 1 4 の中から選択したり、かしめ部 1 9 を形成する際  
の加工荷重を調整したりすることができる。

【 0 0 5 6 】

いずれの場合においても、アキシャル隙間  $C_1$  と、ハブユニット軸受 1 の完成状態で転  
動体 4 a、4 b に付与される予圧との関係は、予め実験やシミュレーションなどによって  
求めておく。

【 0 0 5 7 】

本例では、ハブ輪 1 4 に 1 個の内輪 1 3 を結合固定してなるハブ 3 を備える、いわゆる  
第 3 世代のハブユニット軸受 1 を対象とする場合について説明したが、本発明は、軸部材

10

20

30

40

50

に一对の内輪を結合固定してなるハブを備える、いわゆる第2．5世代のハブユニット軸受を対象とすることもできる。第2．5世代のハブユニット軸受では、ハブ輪は、軸部材と、一对の内輪のうちの軸方向外側の内輪とから構成される。

【0058】

また、本例では、ハブ3（ハブ輪14）が中実に構成された、従動輪用のハブユニット軸受1を対象とする場合について説明したが、本発明は、ハブが、その中心部に、駆動軸をトルク伝達可能に係合するための係合孔を有する、駆動輪用のハブユニット軸受を対象とすることもできる。

【実施例】

【0059】

本発明の効果を確認するために行った実験について説明する。本実験では、図1に示すような、転動体4a、4bとして玉を使用したハブユニット軸受1を用いて行った。本実験は、ハブ輪14の嵌合筒部17に外嵌する以前の単体状態からの内輪13の外径寸法の変化量を内輪13の膨張量  $D$  とした場合（実施例）と、嵌合筒部17に外嵌し、かつ、かしめ部19を形成する以前の嵌合筒部17に外嵌した状態（図2（A）に示す状態）からの内輪13の外径寸法の変化量を内輪13の膨張量  $D'$  とした場合（比較例）とについて、内輪13の膨張量  $D$ 、 $D'$  と、ハブユニット軸受1のアキシャル隙間減少量  $C$  との相関を求めた。ハブユニット軸受1の諸元は、以下のとおりである。

【0060】

< ハブユニット軸受1の諸元 >

転動体4a、4bの直径（玉径） : 11.906 [mm]

転動体4a、4bのピッチ円直径 : 61 [mm]

転動体4a、4bの材質 : SUJ2（軸受鋼）

内輪13の材質 : SUJ2（軸受鋼）

ハブ輪14の材質 : S53C（中炭素鋼）

（単体の状態での）内輪肩部15の外径 : 60 [mm]

なお、転動体4a、4bに付与された予圧を正確に測定することは困難であるため、本実験では、かしめ部19を形成した後においても、ハブユニット軸受1のアキシャル隙間が正となるように、初期アキシャル隙間  $C_0$  を、実際の製品よりも大きく設定した。

【0061】

かしめ部19は、ハブ輪14の中心軸に対して傾斜した自転軸を中心とする回転を可能に支持された押し型を、筒状部25の軸方向内側の端部に10.8 [kN]の荷重で押し付けつつ、前記押し型を、ハブ輪14の中心軸の周りで、5 [s<sup>-1</sup>]の回転速度で回転運動（公転運動）させる揺動かしめ加工により形成した。

【0062】

本実験で用いたハブユニット軸受1の初期アキシャル隙間  $C_0$  は、図2（A）に示す状態において、外輪2の軸方向変位を規制し、ハブ3の軸方向変位量を測定することにより求めた。

【0063】

また、完成状態におけるハブユニット軸受1のアキシャル隙間  $C_1$  は、図2（B）に示す状態において、外輪2の軸方向変位を規制し、ハブ3の軸方向変位量を測定することにより求めた。

【0064】

そして、初期アキシャル隙間  $C_0$  と完成状態におけるアキシャル隙間  $C_1$  との差（ $C_0 - C_1$ ）を求めることにより、アキシャル隙間減少量  $C$  を算出した。

【0065】

実施例では、14個のハブユニット軸受1に関して、嵌合筒部17に外嵌する以前の内輪13（内輪肩部15）の外径寸法  $D_0$  と、かしめ部19を形成した後の内輪13の外径寸法  $D_1$  を測定し、これらの差（ $D_1 - D_0$ ）を算出することで、内輪13の膨張量  $D$  を求めた。このようにして求めた内輪13の膨張量  $D$  と、アキシャル隙間減少量  $C$  とを

10

20

30

40

50

、図 8 ( A ) にプロットした。なお、算出した内輪 1 3 の膨張量  $D$  およびアキシャル隙間減少量  $C$  の値が同一のものがあつたため、図 8 ( A ) のプロット数は、( 一部のプロット点が重複した結果、 ) 1 2 個となっている。

【 0 0 6 6 】

比較例では、実施例と同じ 1 4 個のハブユニット軸受 1 に関して、嵌合筒部 1 7 に外嵌し、かつ、かしめ部 1 9 を形成する以前の内輪 1 3 の外径寸法  $D_0'$  を測定した。そして、かしめ部 1 9 を形成した後の内輪 1 3 の外径寸法  $D_1$  との差  $(D_1 - D_0')$  を算出することで内輪膨張量  $D'$  を求めた。このようにして求めた内輪 1 3 の膨張量  $D'$  と、アキシャル隙間減少量  $C$  とを、図 8 ( B ) にプロットした。なお、算出した内輪 1 3 の膨張量  $D'$  およびアキシャル隙間減少量  $C$  の値が同一のものがあつたため、図 8 ( B ) のプロット数は、( 一部のプロット点が重複した結果、 ) 1 3 個となっている。

10

【 0 0 6 7 】

比較例について、内輪 1 3 の膨張量  $D'$  とアキシャル隙間減少量  $C$  との相関係数を求めたところ、0 . 7 5 であつたのに対し、実施例について、内輪 1 3 の膨張量  $D$  とアキシャル隙間減少量  $C$  との相関係数を求めたところ、0 . 8 1 であつた。すなわち、ハブ輪 1 4 の嵌合筒部 1 7 に外嵌する以前の単体状態からの内輪 1 3 の膨張量  $D$  の方が、かしめ部 1 9 を形成する以前の嵌合筒部 1 7 に外嵌した状態からの内輪 1 3 の膨張量  $D'$  よりも、アキシャル隙間減少量  $C$  との相関、延いては、転動体 4 a、4 b に付与された予圧との相関が強いことが分かった。

【 符号の説明 】

20

【 0 0 6 8 】

- 1、1 a、1 b ハブユニット軸受
- 2 外輪
- 3 ハブ
- 4 転動体
- 5 a、5 b 外輪軌道
- 6 静止フランジ
- 7 支持孔
- 8 a、8 b 内輪軌道
- 9 回転フランジ
- 1 0 パイロット部
- 1 1 取付孔
- 1 2 スタッド
- 1 3 内輪
- 1 4 ハブ輪
- 1 5 内輪肩部
- 1 6 面取り部
- 1 7 嵌合筒部
- 1 8 段差面
- 1 9 かしめ部
- 2 0 a、2 0 b 保持器
- 2 1 転動体設置空間
- 2 2 a、2 2 b シール装置
- 2 3 スリンガ
- 2 4 シールリング
- 2 5 筒状部

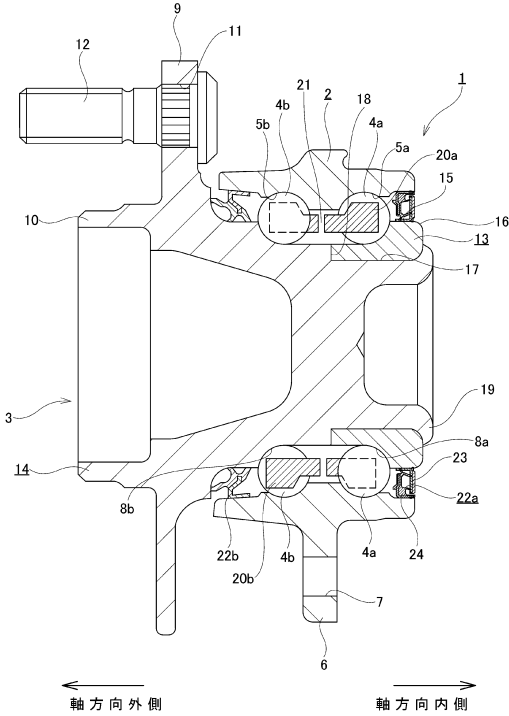
30

40

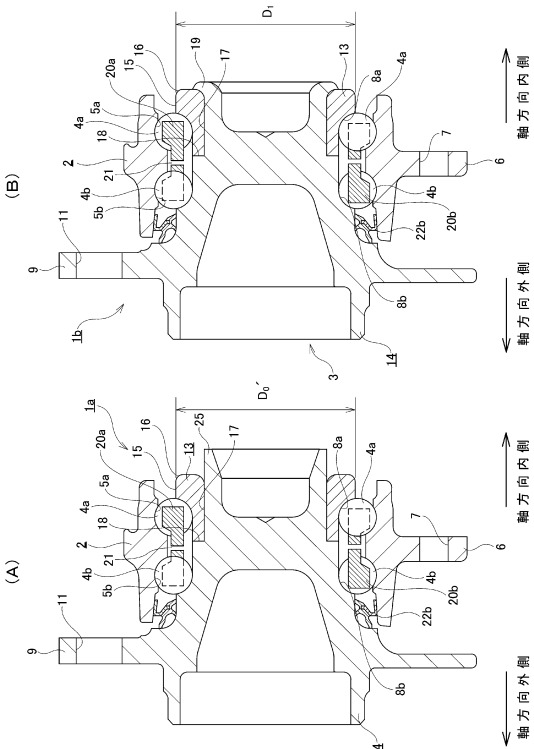
50

【図面】

【図 1】



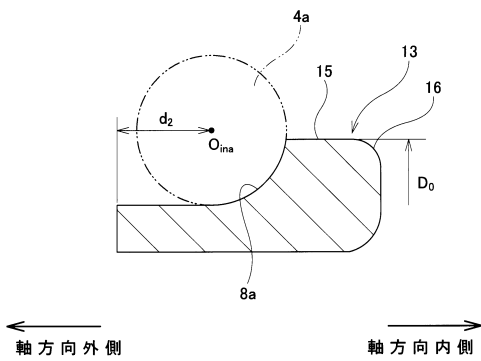
【図 2】



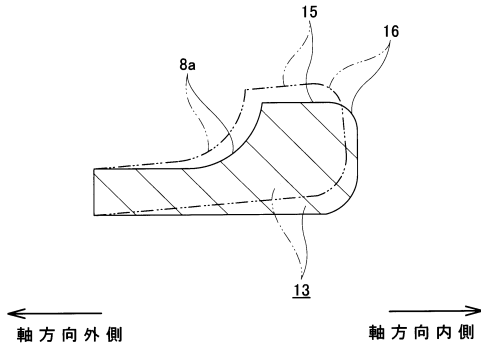
10

20

【図 3】



【図 4】

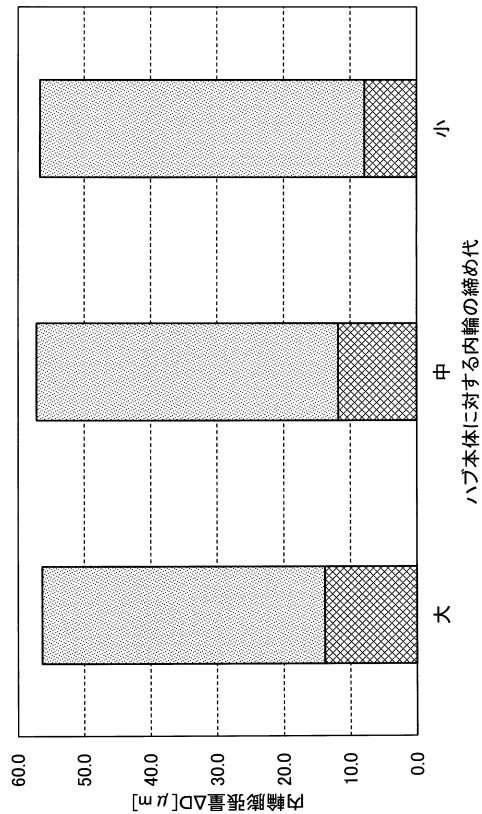


30

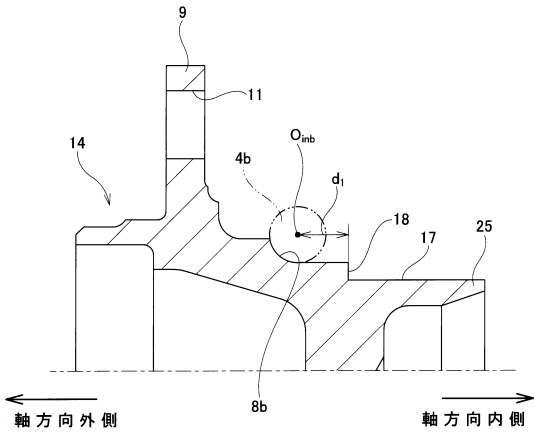
40

50

【図 5】



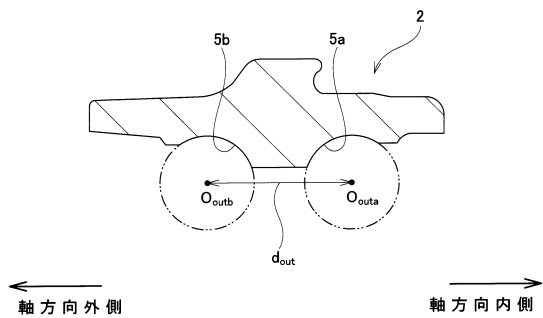
【図 6】



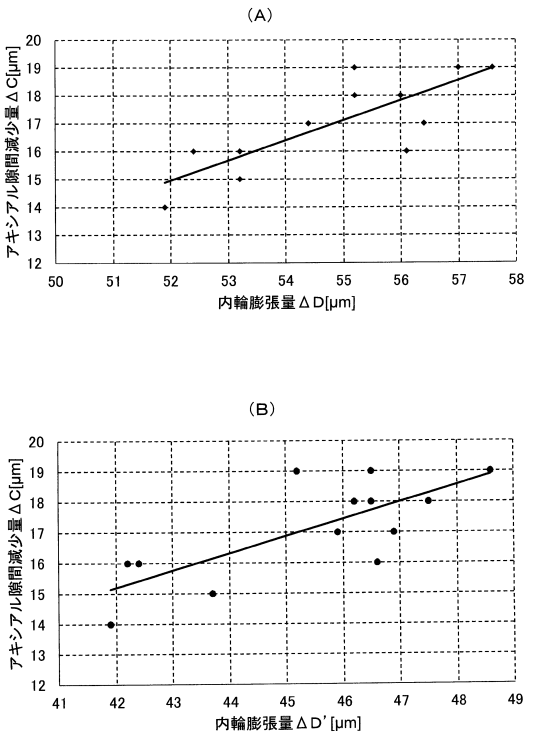
10

20

【図 7】



【図 8】



30

40

50

---

フロントページの続き

- (56)参考文献 特開 2 0 0 2 - 3 3 3 0 1 6 ( J P , A )  
特開 2 0 0 3 - 0 1 3 9 7 9 ( J P , A )  
特開 2 0 0 6 - 0 4 6 4 3 4 ( J P , A )  
特開 2 0 1 8 - 0 2 1 6 1 3 ( J P , A )  
特開 2 0 0 6 - 3 4 2 8 7 7 ( J P , A )

- (58)調査した分野 (Int.Cl. , D B 名)  
F 1 6 C 3 5 / 0 0 - 3 9 / 0 6 , 4 3 / 0 0 - 4 3 / 0 8  
F 1 6 C 1 9 / 0 0 - 1 9 / 5 6 , 3 3 / 3 0 - 3 3 / 6 6