

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4271301号  
(P4271301)

(45) 発行日 平成21年6月3日(2009.6.3)

(24) 登録日 平成21年3月6日(2009.3.6)

|                |             |                  |         |      |   |
|----------------|-------------|------------------|---------|------|---|
| (51) Int.Cl.   |             | F 1              |         |      |   |
| <b>F 1 6 D</b> | <b>3/22</b> | <b>(2006.01)</b> | F 1 6 D | 3/22 |   |
| <b>F 1 6 D</b> | <b>1/06</b> | <b>(2006.01)</b> | F 1 6 D | 1/06 | E |

請求項の数 6 (全 12 頁)

|              |                              |           |                     |
|--------------|------------------------------|-----------|---------------------|
| (21) 出願番号    | 特願平11-197726                 | (73) 特許権者 | 000102692           |
| (22) 出願日     | 平成11年7月12日(1999.7.12)        |           | N T N株式会社           |
| (65) 公開番号    | 特開2000-97244(P2000-97244A)   |           | 大阪府大阪市西区京町堀1丁目3番17号 |
| (43) 公開日     | 平成12年4月4日(2000.4.4)          | (74) 代理人  | 100064584           |
| 審査請求日        | 平成16年3月26日(2004.3.26)        |           | 弁理士 江原 省吾           |
| 審判番号         | 不服2007-17678(P2007-17678/J1) | (74) 代理人  | 100093997           |
| 審判請求日        | 平成19年6月25日(2007.6.25)        |           | 弁理士 田中 秀佳           |
| (31) 優先権主張番号 | 特願平10-206773                 | (74) 代理人  | 100101616           |
| (32) 優先日     | 平成10年7月22日(1998.7.22)        |           | 弁理士 白石 吉之           |
| (33) 優先権主張国  | 日本国(JP)                      | (74) 代理人  | 100107423           |
|              |                              |           | 弁理士 城村 邦彦           |
|              |                              | (74) 代理人  | 100120949           |
|              |                              |           | 弁理士 熊野 剛            |

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 動力伝達機構

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

等速自在継手の軸部材と軸部材の外周側に配置した外周部材とが、軸部材側の歯と外周部材側の歯との嵌合により、相互にトルク伝達可能に結合され、少なくとも軸方向一端側で、軸部材側の歯の谷部を拡径させたものにおいて、

軸部材側の歯が塑性加工で成形された後、高周波焼入れされたものであり、軸部材に、前記拡径した谷部がつながる平滑部を設けると共に、平滑部の軸方向一端側に平滑部よりも大径の肩部を設け、外周部材の軸方向一端側の内径端が軸部材の肩部に当接し、軸部材側の歯の山部の軸方向一端側が縮径して平滑部につながり、上記谷部が拡径すると共に山部が縮径する領域内に、軸部材側の歯と外周部材側の歯との嵌合部を有する動力伝達機構

10

【請求項 2】

軸部材の外周レベルよりも内径側に、上記嵌合部を有する請求項 1 記載の動力伝達機構

【請求項 3】

外周部材の軸方向他端側への移動を防止する拘束手段を具備する請求項 1 または 2 記載の動力伝達機構。

【請求項 4】

拘束手段が、外周部材を軸方向一端側に押圧する押圧手段で構成されている請求項 3 記載の動力伝達機構。

20

## 【請求項 5】

拘束手段が、軸部材側の歯と外周部材側の歯とを円周方向で相互に圧接させる圧接手段で構成されている請求項 3 記載の動力伝達機構。

## 【請求項 6】

軸部材と外周部材とがスプラインまたはセレーションで結合されている請求項 1 乃至 8 記載の動力伝達機構。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

## 【発明の属する技術分野】

本発明は、二部材間で回転トルクの伝達を行う動力伝達機構に関する。

10

## 【0002】

## 【従来の技術】

動力（トルクまたは回転）を伝達する伝動軸は、自動車や産業機械等の多くの機械部品に使用されている。軸には中実や中空のものがあり、これらはバー材やパイプ材に直接切削や塑性加工を加えたり、あるいは近年、粉末を焼結処理することによって製造される場合もある。

## 【0003】

高トルクを伝達するスプライン軸やセレーション軸は、一般に塑性加工性や機械加工性およびコストを考慮し、中炭素鋼や低合金鋼（肌焼鋼、窒化用鋼等）に、浸炭焼入れ・高周波焼入れ・窒化等の表面硬化処理や調質等の熱処理を施し、軸強度を高めて使用されている。また、最近では、非調質鋼を使用して調質を廃止したものや、さらに強度を向上させるため、高合金化や高纯净度化（介在物の低減、Pの低減等）した材料の使用や、疲労強度を向上させるためのショットピーニング処理を併用したのも存在する。

20

## 【0004】

図 5 は、上記伝動軸を有する機械部品の一例で、自動車のドライブシャフトに使用される等速自在継手を示す。この等速自在継手は、軸 11 の外周にスプライン 13 を介して内輪 12 を嵌合した構造で、軸 11 のトルクはスプライン 13 の凹凸嵌合を介して内輪 12 に伝達される。

## 【0005】

ところで、軸 11 のスプライン終端側（図中 C）の形状には種々のタイプがある（「終端側」とは、内輪 12 内径部への軸 11 の挿入時に、内輪 12 に最初に嵌合する軸端面を入口側とした場合の反対側をいう）。図 6 乃至図 9 はその一例を示すもので、図 6 は、スプライン 13 の谷部 11a をそのまま軸 11 の外周面に抜いたタイプ（「切抜けタイプ」と仮称する）、図 7 乃至図 9 は、スプライン谷部 11a を滑らかに拡径させて軸 11 の外周面につなげたタイプ（「切上りタイプ」と仮称する）である。切上りタイプには、半径 R1 の円弧で拡径させたもの（図 7）、図 7 より大きい半径 R2 の円弧（ $R2 > R1$ ）で拡径させたもの（図 8 参照）、半径 SR の球状に拡径させたもの（図 9 参照）等が知られている。

30

## 【0006】

図 10 は、上記軸 11 と内輪 12 の従来の嵌合状況を示すもので、内輪 12 のスプライン山部 12b の終端側に内径を大きくした逃げ領域 T' を設け、かつ逃げ領域 T' 以外の山部 12b を軸 11 側の拡径領域 S' 以外の谷部 11a に嵌合させて、これらの嵌合部 F'（散点模様を付している）が軸 11 側の谷部 11a の拡径領域 S' に入らないようにしている。

40

## 【0007】

## 【発明が解決しようとする課題】

近年、地球環境問題がクローズアップされるのに伴い、自動車でも排ガス規制の強化や燃費の向上が強く求められており、その対策として軽量化が進められている。自動車にはトランスミッション、デファレンシャル、ドライブシャフト、プロペラシャフト等にスプラインやセレーション（以下、スプライン軸で代表する）が多用されているが、このスプライン軸の軽量化が自動車の軽量化に大きく寄与するため、スプライン軸の高強度化、すな

50

わち静的強度と疲労強度の両面での強度アップが強く要求されている。

【 0 0 0 8 】

スプライン軸の高強度化および軽量化対策としては、上記のような高合金化や高纯净度が考えられるが、これらは材料コストの増大や加工性の大幅な低下を伴うため、製品コスト面で得策ではない。また、ショットピーニング処理は疲労強度の向上に効果があるが、静的強度については十分な効果が認められず、高コストを招く。

【 0 0 0 9 】

スプライン軸の終端を大きな円弧で拡径させたもの（図 8）や球状に拡径させたもの（図 9）は、図 1 3 の実験結果からも明らかなように、図 7 のタイプに比べ、静的強度の向上は達成されるが、疲労強度の向上には十分な効果が認められない。また、加工工具（ホブカッタ、転造ラック等）を新規に製作する必要があるためにコスト高である。一方、図 6 の切抜けタイプは、図 1 2 の実験結果からも明らかなように、図 7 の切上りタイプに比べて静的強度および疲労強度の両面で劣るため、軽量化対策には不向きである。

【 0 0 1 0 】

以上のように従来の軽量化対策は、コスト面若しくは強度面の何れかで課題があり、これらを両立させたものは見受けられないのが実状である。

【 0 0 1 1 】

そこで、本発明はコストアップを招くことなく、スプライン軸やセレクション軸の静的強度および疲労強度の向上を達成可能とすることを目的とする。

【 0 0 1 2 】

【課題を解決するための手段】

谷部を円弧で拡径させた図 7 のタイプのスプライン軸（諸元は図 1 4 参照）に内輪のボス部を嵌合し、これを捩り試験に供試して破壊モードを鋭意解析した結果、図 1 1 に示すように、破面は二つの主破面 A、B から構成され、軸 1 1 側の谷部 11 a の底に沿った破面（A：軸方向破断面）と、軸方向に対して 45°傾いた破面（B：主応力破面）からなることがわかった。軸方向破断面 A は軸方向に作用するせん断力によるせん断破面で、主応力破面 B は捩りの主応力による引張り破面であると考えられる。

【 0 0 1 3 】

次に、ボスの嵌合位置を軸方向に段階的にずらし、各位置でスプライン軸の強度を測定したところ、図 1 5（A）に示す結果を得た。同図の横軸はボスの嵌合位置 X [mm] を、縦軸左は、疲労破断に至るまでの繰返し数の比率 Y 1（負荷せん断応力は ± 665 MPa [67.8 kgf/mm<sup>2</sup>] に設定した）を、縦軸右は、捩り破断強度の増加率 Y 2 [%] をそれぞれ表わす。ここで横軸の X は、同図（B）に示すように軸 1 1 の谷部 11 a の終端部 11a1 から、ボス 1 2 の山部 12 b 終端に形成された立ち上り部 12b1 の外周面が軸 1 1 の外周レベル L と交差する点（ ）までの距離を表わす。測定は、X = a、b、... e の各位置で行い、繰返し数の比率 Y 1 および増加率 Y 2 は、a 位置（X = 6 mm）を基準（Y 1 = 1、Y 2 = 0）とした。また、図 1 5（A）中の（2）、（4）、（6）、（10）、および（12）は、それぞれ軸方向せん断亀裂の長さ [mm] を表わす。

【 0 0 1 4 】

図 1 5（A）から、ボスの嵌合位置が軸 1 1 の終端側（図面左）に近づくほど、軸方向せん断破面（軸方向せん断亀裂）は減少し、強度が増加することが判明した。これは、捩り試験中にボスと嵌合していないスプライン（非嵌合部）が局所的に捩られるが、非嵌合部の長さが減少すると局所的な捩れが減少し、非嵌合部の軸側谷部に作用するせん断応力が減少するためと考えられる。

【 0 0 1 5 】

また、図 1 5（A）から、静的強度および疲労強度は、ボスの嵌合位置がスプライン軸の終端直前の特定位置に達してから急激に増大することがわかる。疲労強度が急激に増加する臨界位置は、同図（B）中の b 点と c 点との間の領域に存在するが、この領域は、ボスの山部 12 b 終端の立ち上り部 12b1 が、軸 1 1 の谷部 11 a の拡径領域 S' と交差し始める位置（山部 12 b の立ち上り部 12b1 が拡径領域 S' 中の谷部 11 a と嵌合し始める位置）に概ね

10

20

30

40

50

一致する。これは、前述した非嵌合部の歯底部のせん断応力の減少に加え、拡径領域 S' では谷部 11a が拡径することにより歯底径が増加してこの部分での応力が減少するためと考えられる。

【0016】

【課題を解決するための手段】

本発明は以上の考察に基づいてなされたもので、等速自在継手の軸部材と軸部材の外周側に配置した外周部材とが、軸部材側の歯と外周部材側の歯との嵌合により、相互にトルク伝達可能に結合され、少なくとも軸方向一端側で、軸部材側の歯の谷部を拡径させたものにおいて、軸部材側の歯が塑性加工で成形された後、高周波焼入れされたものであり、軸部材に、前記拡径した谷部がつながる平滑部を設けると共に、平滑部の軸方向一端側に平滑部よりも大径の肩部を設け、外周部材の軸方向一端側の内径端が軸部材の肩部に当接し、軸部材側の歯の山部の軸方向一端側が縮径して平滑部につながり、上記谷部が拡径すると共に山部が縮径する領域内に、軸部材側の歯と外周部材側の歯との嵌合部を有する動力伝達機構を提供するものである。この場合、軸部材と外周部材とはスプラインまたはセレーションで結合される。

10

【0018】

この場合、外周部材のガタ止めとして、外周部材の軸方向他端側への移動を防止する拘束手段を具備させるのが望ましい。

【0019】

拘束手段は、外周部材を軸方向一端側に押圧する押圧手段や、軸部材側の歯と外周部材側の歯とを円周方向で相互に圧接させる圧接手段で構成することができる。

20

【0020】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施形態を図 1 乃至図 22 に基いて説明する。

【0021】

図 1 に示すように、本発明にかかる動力伝達機構は、軸部材 1 と軸部材 1 の外周に配置したボス等の外周部材 2 とを、軸部材 1 側の歯 31 と外周部材 2 側の歯 32 とを嵌合させたスプライン 3 (セレーションでもよい) で結合させたものである。歯 31、32 は、軸方向に沿って延びている。

【0022】

軸部材 1 の外周部に設けられた歯 31 の谷部 31a および山部 31b のうち、谷部 31a の終端側 (図 1 右側) は、円弧状に滑らかに拡径する拡径領域 S1 を有し、拡径領域 S1 の終端部 31a1 (大径端) では当該谷部 31a が軸部材 1 の平滑部 1a (セレーション 3 の終端側に隣接して形成される) の外周面につながっている。一方、軸部材 1 側の山部 31b の終端は、僅かに縮径して谷部 31a の終端部 31a1 と同一箇所軸部材 1 の平滑部 1a 外周面につながっている。軸部材 1 の強度面を考慮すると、平滑部 1a の外径は、山部 31b の外径寸法と等しくするか若しくはこれに近似させておくのが望ましい。拡径領域 S1 の谷部 31a は、円弧のみで形成する他、図 2 に示すように、円弧と直線の組み合わせにしてもよい (円弧を入口側に配置する)。

30

【0023】

外周部材 2 は、終端側の内径端を軸部材 1 の外周に形成された肩部 1b に当接させ、かつ入口側 (図面左側) の内径端を止め輪 (14: 図 5 参照) で係止することによって軸部材 1 に対して位置決めされる。外周部材 2 の内周部に形成された歯 32 (ハッチングで表わす) の谷部 32a および山部 32b のうち、谷部 32a は、同径のまま外周部材 2 の終端までストレートに形成される。一方、山部 32b の終端側は、傾斜した立ち上り部 32b1 を介し、入口側よりも内径を大きくした逃げ領域 T になっている。逃げ領域 T の内径は、軸部材 1 の平滑部 1a の外径よりも大きく、軸部材 1 側の肩部 1b の外径よりも小さい。

40

【0024】

本発明では、軸部材 1 側の歯 31 と外周部材 2 側の歯 32 との嵌合部 F (散点模様で表わす) をスプライン有効領域 S2 (拡径領域 S1 を除く谷部をいう) のみならず、谷部 31a の拡

50

径領域 S 1 にも設け、両歯 31、32 を拡径領域 S 1 中で互いに円周方向で接触させることとした。これは、図 10 に示す従来品が、拡径領域 S' を避けて嵌合部 F' を設けていたのと著しい対照をなす。

【 0 0 2 5 】

かかる構成から、上記の理由により軸部材 1 の静的強度および疲労強度を向上させることができる。強度向上のためには、外周部材 2 の軸部材 1 に対する嵌合位置をできるだけ終端側とするのがよく、従って、図 1 に示すように、軸部材 1 側の歯 31 の谷部 31 a と外周部材 2 側の歯 32 の山部 32 b とを拡径領域 S 1 中で接触させておくのが好ましい。この場合、図 3 に示すように、谷部 31 a と接触する外周部材 2 側の山部 32 b の立ち上り部 32 b1 に円弧状のチャンファ (半径 r) を設けておけば、嵌合部 F の面積の拡大によるさらなる強度アップが図れる。

10

【 0 0 2 6 】

軸部材 1 には、表面硬化処理、例えば高周波焼入れを施すのが好ましい。その場合、図 4 (A) から明らかなように表面硬さは硬い方が望ましく、使用する材料の最高硬さを狙うことが望ましい。また、焼入れ深さは硬化比 (有効深さまでの深さ / 軸半径) で 0.5 付近を狙うのが望ましい (図 4 (B) 参照)。

【 0 0 2 7 】

この他、軸部材 1 にショットピーニング処理を施して疲労強度のさらなる向上を図ってもよく、また、既存の高強度化対策、例えば、図 8 に示すように谷部 31 a の拡径領域 S を大きな円弧で形成したり、あるいは図 9 に示すように拡径領域 S の谷部 31 a を球面に形成する等の対策を併用してもよい。

20

【 0 0 2 8 】

図 16 は、軸部材 1 側の歯 31 のうち、谷部 31 a の拡径領域 S 1 の終端部 (大径端) 31 a1 に、外周部材 2 側の歯 32 の山部 32 b、特にその終端のテーパ状の立ち上り部 32 b1 を接触させた例であり、図 1 に示す場合と同様に軸部材 1 の強度 (静的および疲労強度) の向上が達成される。図 17 は、外周部材 2 側の歯 32 のうち、山部 32 b 終端の立ち上り部 32 b1 を円弧状のチャンファとし、かつチャンファの曲率 r を谷部 31 の拡径領域 S 1 の曲率 R よりも大きくして図 16 と同様に立ち上り部 32 b1 を谷部 31 a の終端部 31 a1 に接触させたものである。何れの場合も、立ち上り部 32 b1 と終端部 31 a1 との接触で外周部材 2 が軸方向終端側に位置決めされるため、外周部材 2 と軸部材 1 の肩部 1 b とは非接触にすることができる。

30

【 0 0 2 9 】

上述のように外周部材 2 は、入口側の内径端を止め輪 14 で係止することによって軸部材 1 に対して固定される。この場合、加工誤差等により、図 18 に示すように外周部材 2 の入口側内径端と止め輪 14 との間に隙間 15 が生じ、外周部材 2 が軸方向にがたつく場合がある。このようなガタツキがあると、図 16 および図 17 に示す構造において X = 0 を保持することができず、軸強度にパラツキを生じる要因となる。

【 0 0 3 0 】

これを回避するには、図 19 ~ 図 22 に示すように、軸部材 1 と外周部材 2 との間に、外周部材 2 の軸方向他端側 (入口側) への移動を防止する拘束手段 16 a、16 b を設けるのがよい。この拘束手段 16 a、16 b は、外周部材 2 を軸方向一端側 (終端側) に押圧する押圧手段 16 a や、軸部材 1 側の歯 31 と外周部材 2 側の歯 32 とを円周方向で相互に圧接させる圧接手段 16 b で構成することができる。図 19 乃至図 21 は、上記押圧手段 16 a の例であり、このうち図 19 は、2 つの止め輪 14 a、14 b を圧接状態で配置し、一方の止め輪 14 a を外周部材 2 の抜け止め、他方の止め輪 14 b を軸部材 1 と外周部材 2 のガタ止めとした構造 (ダブルクリップ方式)、図 20 および図 21 は何れも止め輪 14 に変えて圧縮状態の弾性部材 17 a、17 b (図 20 はコイルバネ 17 a を使用したコイルバネ方式、図 21 はウェーブワッシャ 17 b を使用したウェーブワッシャ方式) を使用し、その弾性力で外周部材 2 に軸方向終端側への予圧を付与する構造を示す。上記圧接手段 16 b としては、図 22 に示すように、例えば、軸部材 1 あるいは外周部材 2 の歯 31、32 に捻れ角 を設け (捻れ角 は誇張して描いている。また、図面は外周部材 2 側の歯 32 の山部 32 b に捻れ角 を設けた場

40

50

合を例示する)、 $X = 0$ となるまで外周部材2に軸部材1を圧入する構造が考えられる。

【0031】

以上の拘束手段16a、16bは、図1や図3に示すように、軸部材1側の歯31の谷部31aと外周部材2側の歯32の山部32bとを拡径領域S1中で接触させた場合にも同様に適用することができる(この場合、図16および図17と同様に外周部材1と軸部材1の肩部1bを非接触とすることができる)。

【0032】

【発明の効果】

以上のように、本発明によれば、スプライン軸あるいはセレーション軸の静的強度および疲労強度を大幅に向上させることができる。しかも、高合金鋼や高纯净度鋼を使用する場合のように、加工性が低下したり、コストの増加を招く等の不具合も生じず、また、ショットピーニング処理のような設備の導入コストの著しい増加を招くことがない。これにより低コストにスプライン軸の軽量化が可能となり、本発明では例えば19%の高強度化が達成され得るから、12%の軽量化が達成可能となる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明にかかる動力伝達機構の軸方向の断面図である。

【図2】本発明の他の実施形態を示す軸方向の断面図である。

【図3】本発明の他の実施形態を示す軸方向の断面図である。

【図4】(A)図は振り強度と振り疲労強度に及ぼす表面硬さの影響、(B)図は、振り強度と振り疲労強度に及ぼす焼入れ深さ(硬化比)の影響の各実験データを表わす図である。

【図5】動力伝達機構を有する等速自在継手の軸方向の断面図である。

【図6】スプライン軸の終端(図5中のC)の形状例を示す軸方向の断面図である。

【図7】スプライン軸の終端(図5中のC)の形状例を示す軸方向の断面図である。

【図8】スプライン軸の終端(図5中のC)の形状例を示す軸方向の断面図である。

【図9】スプライン軸の終端(図5中のC)の形状例を示す軸方向の断面図である。

【図10】従来の動力伝達機構の軸方向の断面図である。

【図11】スプライン軸の振り破壊モードを示す断面図である。

【図12】図6と図7に示すスプライン軸の強度比較データを示す図である。

【図13】図7タイプと図8および図9タイプの強度比較データを示す図である。

【図14】スプライン軸の振り強度供試品の諸元を示す図である。

【図15】(A)図は振り強度試験の結果を示す図、(B)図は(A)図を説明するための動力伝達機構の拡大断面図である。

【図16】本発明の他の実施形態を示す軸方向の断面図である。

【図17】本発明の他の実施形態を示す軸方向の断面図である。

【図18】外周部材の固定構造を示す軸方向の断面図である。

【図19】拘束手段を示す軸方向の断面図である。

【図20】拘束手段を示す軸方向の断面図である。

【図21】拘束手段を示す軸方向の断面図である。

【図22】拘束手段を示す円周方向の断面図である。

【符号の説明】

- 1 軸部材
- 2 内輪(外周部材)
- 3 スプライン
- 16a 拘束手段(押圧手段)
- 16b 拘束手段(圧接手段)
- 17a コイルバネ
- 17b ウエーブワッシャ
- 31 歯(軸部材側)
- 31a 谷部(軸部材側)

10

20

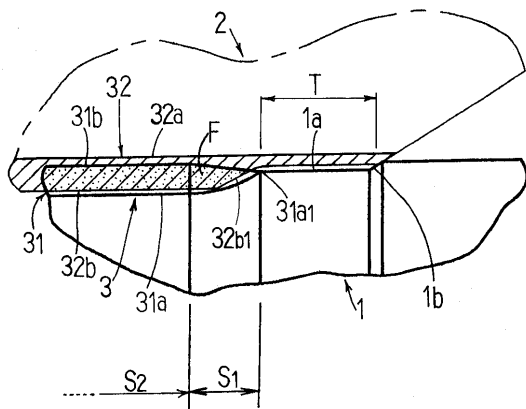
30

40

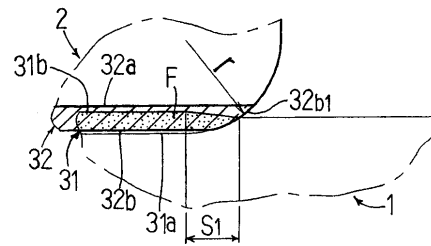
50

- 31a1 終端部
- 31 b 山部 (軸部材側)
- 32 齒 (外周部材側)
- 32 a 谷部 (外周部材側)
- 32 b 山部 (外周部材側)
- 32b1 立ち上り部
- F 嵌合部
- L 外周レベル
- S 1 拡径領域

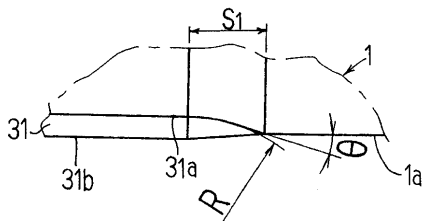
【図1】



【図3】



【図2】



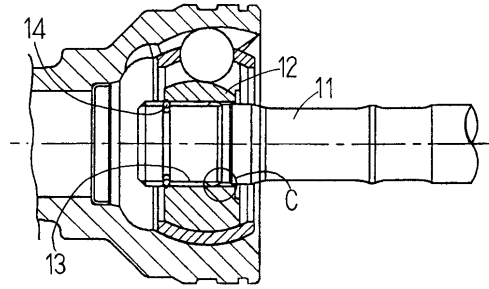
【図4】

|     |           |       |       |       |
|-----|-----------|-------|-------|-------|
| (A) | 表面硬さ      | HRC42 | HRC52 | HRC59 |
|     | 特性        | 基準    | 33%増加 | 17%増加 |
| (B) | 振り強度      | 基準    | 3.6倍  | 12.8倍 |
|     | 疲労破断の繰返し数 | 基準    | 1.73倍 | 1.16倍 |

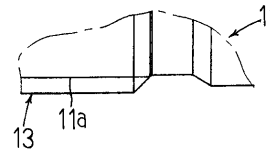
  

|     |           |      |       |       |       |       |
|-----|-----------|------|-------|-------|-------|-------|
| (B) | 硬化比       | 0.25 | 0.35  | 0.45  | 0.55  | 0.65  |
|     | 特性        | 基準   | 9%増加  | 17%増加 | 16%増加 | 16%増加 |
| (B) | 振り強度      | 基準   | 1.92倍 | 2.13倍 | 1.73倍 | 1.16倍 |
|     | 疲労破断の繰返し数 | 基準   | 1.92倍 | 2.13倍 | 1.73倍 | 1.16倍 |

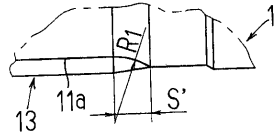
【図5】



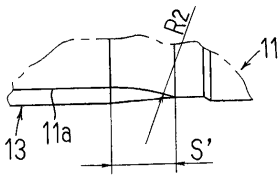
【図6】



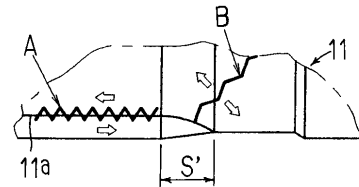
【図7】



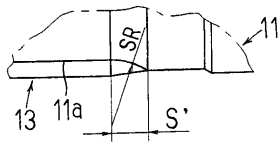
【図8】



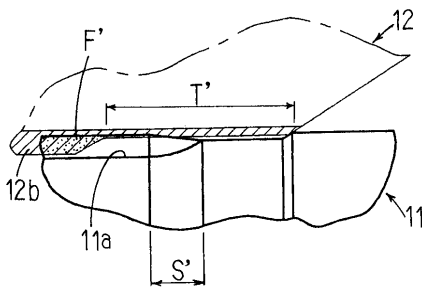
【図11】



【図9】

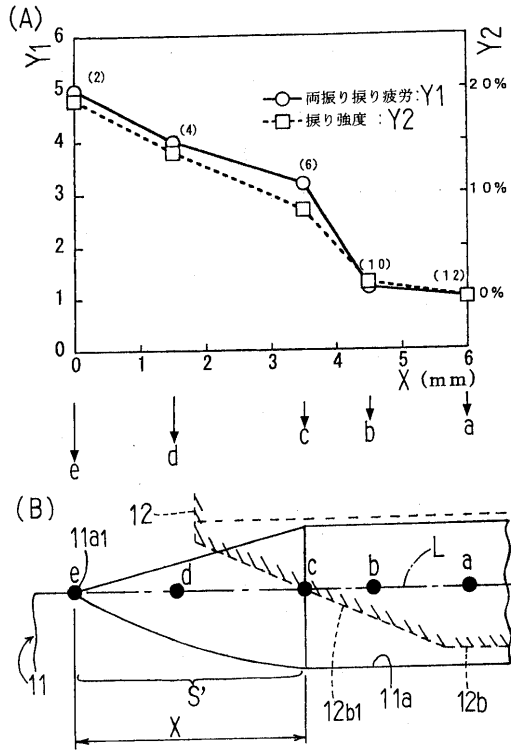


【図10】

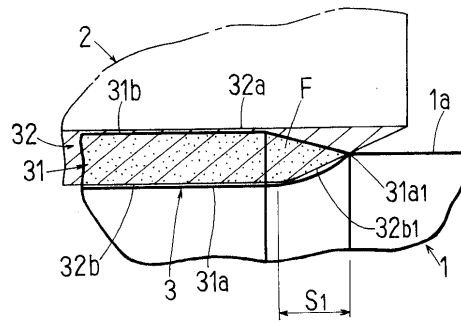




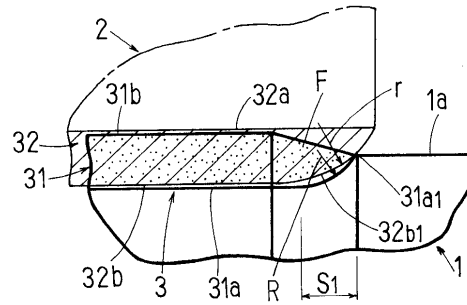
【図15】



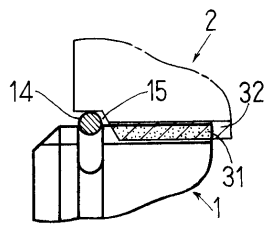
【図16】



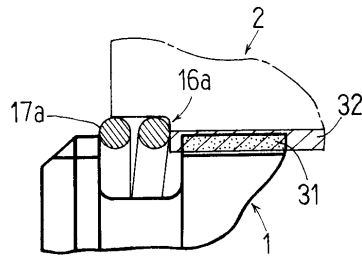
【図17】



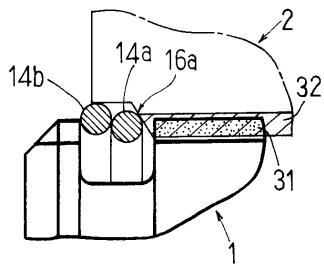
【図18】



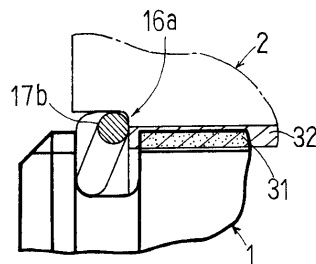
【図20】



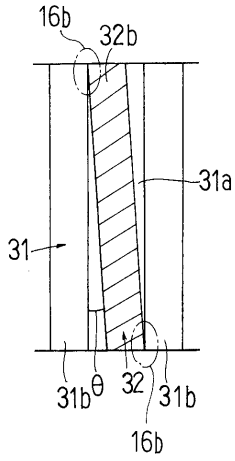
【図19】



【図21】



【図22】



【図12】

| タイプ       | 図6タイプ | 図7タイプ   |
|-----------|-------|---------|
| 特性        |       |         |
| 振り強度      | 基準    | 11.5%増加 |
| 疲労破断の繰返し数 | 基準    | 2.7倍増加  |

疲労試験の負荷せん断応力; ±665MPa {66.7kgf/mm<sup>2</sup>}

【図13】

| タイプ       | 図7タイプ | 図8タイプ | 図9タイプ |
|-----------|-------|-------|-------|
| 特性        |       |       |       |
| 振り強度      | 基準    | 17%増加 | 13%増加 |
| 疲労破断の繰返し数 | 基準    | 同等    | 同等    |

疲労試験の負荷せん断応力; ±665MPa {66.7kgf/mm<sup>2</sup>}

## 【図 1 4】

| 部品<br>諸元 | 軸      | ボス     |
|----------|--------|--------|
| D. P     | 32/64  | 32/64  |
| 圧力角      | 37.5°  | 37.5°  |
| 歯数       | 26     | 26     |
| P C D    | 20.638 | 20.638 |
| 大径       | 21.438 | 21.858 |
| 小径       | 19.357 | 20.015 |

ボス;SCR420鋼、浸炭焼入焼戻し

軸;S40C鋼、高周波焼入焼戻し表面硬さ;HRc58、硬化比;0.40

## フロントページの続き

- (72)発明者 牧野 弘昭  
静岡県磐田市東貝塚1578番地 エヌティエヌ株式会社内
- (72)発明者 村松 和宏  
静岡県磐田市東貝塚1578番地 エヌティエヌ株式会社内
- (72)発明者 吉田 和彦  
静岡県磐田市東貝塚1578番地 エヌティエヌ株式会社内
- (72)発明者 脇田 明  
静岡県磐田市東貝塚1578番地 エヌティエヌ株式会社内
- (72)発明者 池井 勝幸  
静岡県磐田市東貝塚1578番地 エヌティエヌ株式会社内
- (72)発明者 藏 久昭  
静岡県磐田市東貝塚1578番地 エヌティエヌ株式会社内

## 合議体

審判長 川上 益喜

審判官 藤村 聖子

審判官 村本 佳史

- (56)参考文献 特開平7-42752(JP,A)  
特公昭33-10508(JP,B1)  
実開昭50-77665(JP,U)  
特開平4-34207(JP,A)  
実開昭63-45224(JP,U)

## (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16D1/00-1/06

F16D3/22