

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公表特許公報(A)

(11) 特許出願公表番号

特表2004-508509  
(P2004-508509A)

(43) 公表日 平成16年3月18日(2004.3.18)

(51) Int. Cl.<sup>7</sup>

F 1 6 C 27/04  
F 1 6 C 41/00

F I

F 1 6 C 27/04  
F 1 6 C 41/00

テーマコード(参考)

3 J 0 1 2

審査請求 未請求 予備審査請求 有 (全 48 頁)

(21) 出願番号 特願2002-525383 (P2002-525383)  
(86) (22) 出願日 平成13年8月21日 (2001.8.21)  
(85) 翻訳文提出日 平成15年2月28日 (2003.2.28)  
(86) 国際出願番号 PCT/US2001/026197  
(87) 国際公開番号 W02002/021004  
(87) 国際公開日 平成14年3月14日 (2002.3.14)  
(31) 優先権主張番号 09/653,590  
(32) 優先日 平成12年9月1日 (2000.9.1)  
(33) 優先権主張国 米国 (US)

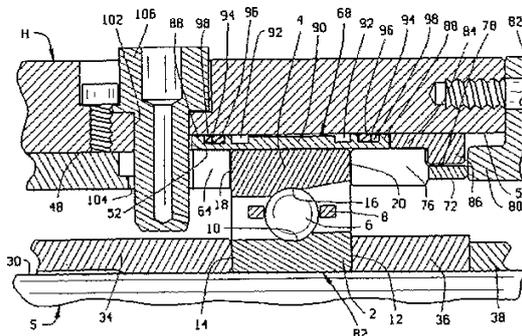
(71) 出願人 503082262  
ザ ティムケン カンパニー  
THE TIMKEN COMPANY  
アメリカ合衆国, 44706-0930  
オハイオ州, キントン, エス. ダブリュ  
. , デューバー アヴェニュー 1835  
1835 Dueber Avenue,  
S.W., Canton, OH 4470  
6-0930, United State  
s of America  
(74) 代理人 100108800  
弁理士 星野 哲郎  
(74) 代理人 100101203  
弁理士 山下 昭彦

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 設定が調節可能な軸受

(57) 【要約】

スピンドルSは、ハウジングH内で、少なくとも2つの転がり軸受B、E上で回転する。2つの転がり軸受B、Eは、軸受の軸Xに対して傾き、またはスラスト荷重及びラジアル荷重を伝えるように構成されたレースウェイ10、16を有する。前記軸受は、対向して反対の位置に配設されている。一方の軸受は、締めばめによってアクチュエータ・スリーブ68内にはめ合うレース4を有し、前記アクチュエータ・スリーブもハウジング内にはめ合い、前記アクチュエータ・スリーブは、軸受の端部を越えて設けられた端部領域を有する。ここで、前記アクチュエータ・スリーブは、締めばめによってハウジング内にはめ合っており、ハウジングに封止されている。前記アクチュエータ・スリーブはまた、その2つの端部領域間に介在領域90を有し、上記レースの周囲に配設されている。その反対側の面において、アクチュエータ・スリーブは、ハウジングと共にチャンバを形成する。前記チャンバが加圧されると、スリーブの介在領域は内方に撓みレースを撓め、それにより2つの軸受の設定を変更する。しかし、スリーブの端部領域はハウジングに



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

第 1 の部材と、

前記第 1 の部材が第 2 の部材に対して軸周りに回転する前記第 2 の部材と、

前記第 1 及び第 2 の部材間に配設され、かつ前記第 1 の部材により前記第 1 の部材に対して固定した位置に支えられたレースウェイと、前記第 2 の部材によって支えられ、前記第 1 の部材上の前記レースウェイに対して向けられたレースウェイを有するレースと、前記第 1 の部材上の前記レースウェイと、前記第 2 の部材によって支えられているレース上の前記レースウェイとの間に配設された転動体とを有する軸受と、

前記第 2 の部材により前記第 2 の部材上のレース背後に支えられたアクチュエータ・スリーブであって、前記スリーブは、その両端部を前記第 2 の部材上の定位置に固定しているが、その両端部間の中間部はフレキシブルであり、前記アクチュエータ・スリーブが前記第 2 の部材と共に、加圧流体を収容するチャンバを前記スリーブの背後に形成する前記アクチュエータ・スリーブとを備え、

前記チャンバ内の圧力が上昇したときに、前記チャンバ内の圧力を変化させることによって前記軸受の設定を制御することができるように前記レース及びそのレースウェイの形状が変化する、アセンブリ。

## 【請求項 2】

前記第 2 の部材が、前記第 2 の部材により支えられているレースの背後に円形面を有し、前記アクチュエータ・スリーブが前記円形面に沿って配設され、かつその端部近傍が前記円筒形面と抗して密閉されていることを特徴とする請求項 1 に記載のアセンブリ。

## 【請求項 3】

前記軸受レースが端面を有し、前記アクチュエータ・スリーブの端部が前記レースの端面を越えて配設されていることを特徴とする請求項 2 に記載のアセンブリ。

## 【請求項 4】

前記アクチュエータ・スリーブが、前記軸受レースの端面近くに配設され、前記スリーブを前記レースの端部近傍でよりフレキシブルにする内側溝を有することを特徴とする請求項 3 に記載のアセンブリ。

## 【請求項 5】

前記端部近傍の前記アクチュエータ・スリーブと、前記第 2 の部材との間に、締めばめが設けられていることを特徴とする請求項 2 に記載のアセンブリ。

## 【請求項 6】

前記軸受のレースと前記アクチュエータ・スリーブとの間に締めばめが設けられていることを特徴とする請求項 5 に記載のアセンブリ。

## 【請求項 7】

前記第 2 の部材が前記第 1 の部材を囲み、前記第 1 の部材が前記第 2 の部材内で回転することを特徴とする請求項 6 に記載のアセンブリ。

## 【請求項 8】

前記レースウェイが前記軸に対して傾いていることを特徴とする請求項 2 に記載のアセンブリ。

## 【請求項 9】

前記第 2 の部材上の定位置に固定され、端部が前記軸受レースの端面と抗して堅密となっている閉じ込めスリーブを更に備え、前記閉じ込めスリーブは、前記軸受レースの端面と抗している場合に、前記レースの収縮及び膨張に順応するように撓むフィンガを有することを特徴とする請求項 3 に記載のアセンブリ。

## 【請求項 10】

流体ポートを含むハウジングと、

前記ハウジング内に配設されたスピンドルと、

前記スピンドルが前記ハウジング内で軸周りに回転できるように、前記ハウジングと前記スピンドルとの間に設けられた少なくとも 2 つの軸受とを備え、各軸受が、前記スピンド

10

20

30

40

50

ルにより支えられたインナーレースウェイと、前記ハウジングにより支えられたアウターレースウェイと、前記インナーレースウェイとアウターレースウェイとの間に一列に配設された転動体とを有し、前記転動体を前記レースウェイと抗して着座させ、前記軸受が、軸方向にラジアル荷重及びスラスト荷重を伝えるように、各軸受のレースウェイが前記軸に対して傾いており、前記2つの軸受は、一方がスラスト荷重を一方の軸方向に受け、かつ他方が他方の軸方向にスラスト荷重を受けるように、対向して設けられており、前記2つの軸受のうち一方のアウターレースウェイが、前記ハウジング内に配設されているレース上にあり、かつ端面を有し、

前記ハウジング内に配設され、かつ前記レースの回りに嵌合されているアクチュエータ・スリーブを備え、前記アクチュエータ・スリーブは、フレキシブルであり、また、前記ハウジングと抗して密閉されている両端部領域を有し、かつ前記両端部領域同士の間、前記ハウジングのポートと連通するチャンバを前記ハウジングと共に形成する介在領域を有し、

前記アクチュエータ・スリーブが、前記チャンバ内の圧力の変化によって撓み、前記軸受レース及び前記レース上のアウターレースウェイの形状を変化させ、それによって前記軸受の状態を変化させるアセンブリ。

10

【請求項11】

前記アクチュエータ・スリーブが、前記軸受レースの端面を越えて前記ハウジングに対して密閉されており、前記スリーブの前記介在領域が前記レースを囲んでおり、前記スリーブが、その介在領域内で撓むことを特徴とする請求項10に記載のアセンブリ。

20

【請求項12】

前記スリーブが、その介在領域の両端部に内側溝を有することを特徴とする請求項11に記載のアセンブリ。

【請求項13】

前記アクチュエータ・スリーブ内の内側溝が、前記ハウジングに向けて開口し、かつ前記スリーブと前記ハウジングとの間に存在する前記チャンバの一部を形成することを特徴とする請求項12に記載のアセンブリ。

【請求項14】

前記ハウジングが、前記アクチュエータ・スリーブが抗して密閉される包囲面を有し、締めばめが、前記チャンバが加圧された場合でも、前記スリーブの両端部領域と前記ハウジングの前記包囲面との間に存在していることを特徴とする請求項13に記載のアセンブリ。

30

【請求項15】

締めばめが、前記チャンバが加圧されていない場合でも、前記アクチュエータ・スリーブの介在領域と前記軸受のアウターレースとの間に存在していることを特徴とする請求項14に記載のアセンブリ。

【請求項16】

前記アクチュエータ・スリーブの溝が、前記軸受レースの端面から略内方に配設されていることを特徴とする請求項15に記載のアセンブリ。

【請求項17】

前記アクチュエータ・スリーブの両端部領域が、前記ハウジングの包囲面に向けて開口している外側溝を有し、前記外側溝が、前記ハウジングの包囲面と抗して圧縮されるエラストマーシールを含むことを特徴とする請求項16に記載のアセンブリ。

40

【請求項18】

前記ハウジング内にさらに閉じ込めスリーブを備え、前記閉じ込めスリーブの間には前記閉じ込めスリーブによって軸方向に固定された軸受レースを有しており、前記閉じ込めスリーブの端部は前記軸受レースの端面に対してクランプされており、端部において前記レースを支えている前記閉じ込めスリーブは、前記レースの径方向の膨張及び収縮に順応するように撓むフィンガを有することを特徴とする請求項10に記載のアセンブリ。

【請求項19】

50

前記チャンパ内の流体と、  
 前記流体の圧力を変化させるレギュレータであって、それにより前記軸受の設定が変わる  
 前記レギュレータと、  
 前記軸受のうちの少なくとも一つの作動状態を検知するセンサと、  
 前記センサ及びレギュレータと接続され、前記センサにより検知された状態に応じて前記  
 レギュレータを作動させるコントローラとを更に備えることを特徴とする請求項 10 に記  
 載のアセンブリ。

【請求項 20】

前記センサが前記一つの軸受の温度を検知することを特徴とする請求項 19 に記載のアセ  
 ンブリ。

10

【請求項 21】

第 1 及び第 2 の流体ポートを含むハウジングと、  
 前記ハウジング内に配設されたスピンドルと、  
 前記スピンドルが前記ハウジング内で軸周りに回転できるように、前記ハウジングと前記  
 スピンドルとの間に設けられた第 1 及び第 2 の軸受とを備え、各軸受が、前記スピンドル  
 により支えられたインナーレースウェイと、前記ハウジングにより支えられタアウターレ  
 ースウェイを備え、前記インナーレースウェイに向けられて配設されたアウターレースウ  
 ェイを具備し、前記インナーレースウェイとアウターレースウェイとの間に一列に配設さ  
 れた転動体とを有し、前記軸受がラジアル荷重と、前記転動体を前記レースウェイと抗し  
 て着座させる、軸方向のスラスト荷重を伝えるように、各軸受のレースウェイが前記軸に  
 対して傾いており、前記第 1 及び第 2 の軸受は、第 1 の軸受がスラスト荷重を一方の軸方  
 向に受け、かつ第 2 の軸受が他の軸方向にスラスト荷重を受けるように対向して設けられ  
 ており、

20

前記ハウジング内に配設され、かつ前記第 1 の軸受のアウターレースの回りに嵌合されて  
 いる第 1 のアクチュエータ・スリーブ及び前記ハウジング内に配設され、かつ前記第 2 の  
 軸受のアウターレースの回りに嵌合されている第 2 のアクチュエータ・スリーブを備え、  
 各アクチュエータ・スリーブが、フレキシブルであり、かつ、前記アクチュエータ・スリ  
 ーブが前記ハウジングと抗して密閉されている端部領域を有し、かつ前記端部領域の間に  
 、前記ハウジングと共にチャンパを形成する介在領域を有し、前記第 1 のスリーブの背後  
 のチャンパが前記ハウジングの第 1 のポートと連通し、前記第 2 のスリーブの背後のチャ  
 ンパが前記ハウジングの第 2 のポートと連通し

30

各アクチュエータ・スリーブが、前記スリーブの背後の前記チャンパ内の圧力の変化によ  
 って撓み、かつ前記軸受のレース及び前記レース上のアウターレースウェイの形状を変化  
 させるアセンブリ。

【請求項 22】

前記スピンドルの前記ハウジングに対する軸方向の位置を監視する軸方向変位プローブを  
 更に備えることを特徴とする請求項 21 に記載のアセンブリ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

(技術分野)

40

本発明は、一般に、転がり軸受に関し、特に、軸受の作動中に軸受の設定を変更すること  
 ができる軸受マウンティングに関する。

【0002】

(背景技術)

工作機械用スピンドルは、十分な剛性、すなわち、前記スピンドルが回転するハウジング  
 に対して、前記スピンドルの回転軸が正確に固定されたままであるという意味での剛性を  
 もって作動しなければならない。工作機械用スピンドルをハウジング内で支持するための  
 様々な軸受装置があるが、それらは一種又はそれ以上のいくつかの転がり軸受を用いてい  
 る。一般的な転がり軸受は、その種類に関係なく、ハウジング内に配設されたアウターレ  
 ースと、スピンドルの周りにはめ合わされたインナーレースと、上記 2 つのレース上のレ

50

ースウェイ同士間に配設された転動体とを有する。スピンドルの剛性を得るためには、アウターレースとハウジングとの間に隙間が存在してはならず、また、インナーレースとスピンドルとの間にも隙間が存在してはならない。更に、軸受は、転動体とレースウェイとの間に隙間がない状態で作動しなければならない。要するに、軸受は予圧をかけて作動しなければならない。通常、予圧をかけた軸受は、ペア又は複数で作動するため、一つの軸受は、もう一つの軸受に対して調節される。

#### 【0003】

例えば、一つのスピンドルは、両側に配設された2つの単列円錐ころ軸受によって支持することができる。前記軸受は2つともラジアル荷重を支えるが、一方は一方向のスラスト荷重を受け、他方は反対方向のスラスト荷重を受ける。一般に、コーンと呼ばれるインナーレースの一方は、軸受が予圧されるまで、他方に向かって軸方向に進む。この種のマウンティング装置は大きなラジアル及びスラスト荷重を伝えるが、スピンドルは、並程度のスピードでしか作動しない。アンギュラ玉軸受は、円錐ころ軸受のようにラジアル及びスラスト荷重の両方を支えることができ、また、これは高速にも耐えうるが、円錐ころ軸受程には荷重負担能力を有していない。このため、複列アンギュラ玉軸受においては多数の高速スピンドルが回転し、そのうちいくつかは、先頭部から内方に向けたスラスト荷重を受けように向けられ、残りは反対方向のスラスト荷重を受けよう向けられている。マウンティングにおける多数の軸受の存在は、軸受の設定手順を極度に冗長で困難なものにする。

10

#### 【0004】

スピンドル軸受に適量の予圧を与えて工作機械マウンティングが組立てられた場合でも、予圧が存続するという保障、あるいは予圧が変化しないという保障はない。作動中に、軸受は熱を発生するが、この熱は、スピンドルとハウジングを異なるレートで膨張させる。またこのことは、軸受における設定を乱し、変化させる。予圧が増加すると軸受を損傷させる可能性があり、一方、予圧が減少すると、予圧が全部除去され、内部すきまを生じさせる可能性がある。工作機械においてはどちらも好ましくない。

20

#### 【0005】

工作機械用スピンドル、あるいはそのためのいかなる回転構成要素も、その共振周波数又はその近傍で作動すべきではない。しかし、機械加工動作は、その激しい状態においてびびりと呼ばれる自励振動を引き起こす。びびりを回避するためには、工作機械オペレータは、スピンドルスピード、送りレートあるいは切込み深さを変えることができるが、しばしばこれらの条件は、機械加工操作に支障をきたす程大幅に変更する必要がある。

30

#### 【0006】

確かに、特殊な軸受を用いて、上述の問題を回避するために努力がなされてきた。例えば、タイムケン社 (Timeken Company) は、対向して配設された2つの円錐ころ軸受を基にしたスピンドル軸受装置 (図1A) を開発した。前記軸受のうちの一方は、本質的に単列円錐ころ軸受である。他方の軸受は、油圧流体によって支持された浮動リップリングを有し、かつころを、軸受の2つのレースウェイ間で同軸方向に位置させる。前記油圧流体の圧力は、軸受の予圧及びスピンドルの剛性を決める。更に、リップリングの後ろの油圧流体の様な圧力が2つのレースウェイの軸方向位置に関係なく一定の予圧もたらすことになるので、油圧流体の圧力は、熱膨張及び熱収縮を自動的に相殺する。また、オペレータは、スピンドルの剛性を制御することにより前記スピンドルの共振周波数を変更させることができ、それによりびびりを回避できる。しかし、上記軸受装置はなお円錐ころ軸受に依存しており、そのためスピンドルスピードが、穏やかな速度に制限されている。さらに、2つの軸受は、工作機械用スピンドルに望ましい大きさの予圧下でしか操作できないが、この予圧の大きさは、他の用途には望ましくないものである可能性がある。米国特許第3,716,280号に、そのような軸受装置が開示されている。

40

#### 【0007】

工作機械用スピンドルのための他の特殊な軸受装置では、円筒ころ軸受とアンギュラ玉軸受とを組み合わせて用いている (図1B)。円筒ころ軸受は、ラジアル荷重の大部分を支

50

え、アンギュラ玉軸受は、スラスト荷重を少しだけ伝える。しかし円筒ころ軸受は、本質的に内部すきまを有し、内部すきまがない場合には、軸受を組付けることができない。前記内部すきまを排除するために、円筒ころ軸受のインナーレースはテーパ穴を有し、それらテーパ穴において、スピンドルのテーパ面に嵌合する。前記インナーレースが、スピンドルのテーパ面に対して軸方向に押し込まれると、スピンドルのテーパはインナーレースを拡大させ、それにより円筒ころとレースウェイとの間のすきまをなくす。しかし、正しい設定を行うために、インナーレースをスピンドル上に軸方向に配設するのに止め具が必要となり、前記止め具は、かなり精密に配置しなければならない。これにより、実用的な問題として、複数回にわたる組み立ての試行や、軸受が適切な大きさの予圧を得るまで止め具や軸受表面を削ることを要することになってしまう。

10

## 【0008】

理想的には、工作機械用スピンドルをハウジング内で支持する軸受は、スピンドル、ハウジング及び軸受自体の温度変化に関係なく規定の予圧で継続的に作動するように、軸受の作動中に調節できなければならない。この予圧を調整する能力により、スピンドルの共振周波数を変えることが可能になり、また、それにより容易にびびりを補正できる。

工作機械に関して上述したことは、一つの構成要素が転がり軸受上で他の構成要素に対して回転する他の用途にもあてはまる。具体的には、ある用途においては端部遊び部分を有することが好ましく、それにより端部遊びと予圧の間で調整することが可能となる。

## 【0009】

## (発明の概要)

本発明は、1つの部材によって支えられているレースウェイと他方の部材によって支えられているレース上のもう一つのレースウェイを有する軸受上で、1つの部材が他方の部材に対して回転するマウンティングと、2つのレースウェイの間に一列に配置された転動体に関する。上記レースを支持する部材は、両端部で前記部材に対してピッタリとはめ合わされるが、撓む介在領域を有するアクチュエータ・スリーブを有する。前記スリーブは、前記スリーブがはめ合わされる部材と共に、チャンバを画定する。前記スリーブの介在領域は、軸受レースの背後にはまる。上記チャンバが加圧されると、スリーブの介在領域は撓み前記スリーブが押すレースの形状を変化させる。これにより軸受の設定が変化する。

20

## 【0010】

## (発明を実施するための最良の形態)

まず図面(図2)について説明すると、スピンドルSは、ハウジングH内において、単列アンギュラコンタクト玉軸受の形をとる2つの転がり軸受B1、B2に対して、軸X周りに回転する。スピンドルS、ハウジングH及び軸受Bは、先端位置N及び後端位置Tを有する軸受アセンブリ又はマウンティングMを形成する。軸受B1は、加工する被加工物に最も近い先端位置Nで作動し、軸受B2は後端位置Tで作動する。各軸受B1、B2は、ハウジングHの内側とスピンドルSの周りで嵌合して単列アンギュラコンタクト玉軸受となり、一つの軸方向にスラスト荷重を伝えるだけでなく、ラジアル荷重も伝える能力を持つ。2つの軸受B1、B2は、対向して取り付けられるため、軸受B1は、ハウジングHの先端部方向に向かう軸方向にスラスト荷重を受け、他方の軸受B2は、反対方向のスラスト荷重を受ける。また、2つの軸受B1、B2は予圧の状態に調節されるため、軸Xは、ハウジングHに対して固定した状態になる。即ち、完全に剛性のままである。

30

40

## 【0011】

まず軸受Bについて考えると、軸受B1は、先端位置NにおいてスピンドルSとハウジングHとの間に嵌合し、他方の軸受B2は、後端位置TにおいてスピンドルSとハウジングHとの間に嵌合する。各軸受Bは、インナーレース2、インナーレース2を囲みかつ前記インナーレースから離間しているアウターレース4と、インナーレース2とアウターレース4との間に単列に配設されたボール6の形をとる転動体を有する(図2)。更に、各軸受Bは、ボール6を収容するポケットを備えたケージ8を有し、そのためケージ8は、ボール6間の適切な間隔を維持する。2つのレース2、4は、その共通の中心である軸Xに対し、互いに同心に配設されている。

50

## 【0012】

インナーレース2はスピンドルSに嵌合し、また、レース2の外側において軸Xから外離れたところにある、レースウェイ10を有する。レースウェイ10は、軸Xに対して直角な2つの端面間に位置し、一方の端面は、スラスト荷重がそれを介して伝わる裏面12であり、他方の端面は前面14である(図2、3)。アウターレース4はハウジングH内に嵌合し、アウターレース4の内側においてインナーレース2のレースウェイ10の方へ向けられている、レースウェイ16を有する。レースウェイ16は、同様に、軸Xに対して直角な2つの端面間に位置し、一方の端面は裏面18であり、他方の端面は前面20である。レース2、4の裏面12、18は、互いに離れて存在する。2つのレースウェイ10、16は、断面が弓形であり、また、ボール6の輪郭と概して一致する。インナーレース2のレースウェイ10は、前面14に対してよりも、裏面12に対して高くなっており、それにより裏面12に、より大きな表面積を与えている。同様に、アウターレース4のレースウェイ16は、裏面18の方に対する側が最も高く、前面20に対する側がより低くなっており、そのため裏面18は、前面20より大きな表面積を有する。上記高さの変化はレースウェイ10、16を傾斜させる。すなわち、上記レースウェイを軸Xに対して傾けて配置させる。その結果として軸受Bは、スラスト荷重が裏面12、18を介して伝達されたときに、ラジアル荷重だけでなくスラスト荷重も伝えることになる。実際に、そのように伝わったスラスト荷重は、ボール6をレースウェイ10、16と抗して位置させるので、レースウェイ10、16と、いずれのボール6との間にも、隙間は存在しない。外部からの負荷がなく、スラスト荷重が軸受B1及びB2の両方に存在する場合、軸受Bは予圧状態に設定される。

10

20

## 【0013】

スピンドルSは、ハウジングHを完全に貫いて伸びている(図2)。前記スピンドルは、その先端位置Nにおいて、比較的短い、大径の円筒形面26を有し、その後端位置Tにおいては、より小さい径及び多数の溝を有するプリー28を有する。スピンドルSの残りの部分は、長い部分からなる円筒形面30である。上記2つの円筒形面26、30は、後端位置Tよりも先端位置Nにより近接している肩部32において相接する。先端位置Nにおける軸受B1のインナーレース2は、その裏面12を肩部32に対向させた状態で、小径面30に嵌合する。後端位置Tにおける軸受B2のインナーレース2は、B1から離れて位置する裏面12で、スピンドルSの後端部近くの小径面30に嵌合する。締めばめは、2つの軸受Bのインナーレース2と、スピンドルSの円筒形面30との間にある。

30

## 【0014】

2つの軸受Bのインナーレース2上の前面14は、互いに対向して向けられており、また、その小径面30においてスピンドルSに嵌合するスペーサスリーブ34によって離されている。更に、スリーブ34の両端部は、2つの軸受Bのインナーレース2の前面14をしっかりと支えている。後端部側の軸受B2の裏面12の側において、クランプリング36が円筒形面30に嵌合し、エンドキャップ38もクランプリング36を支えている。エンドキャップ38は、スピンドルSの端面をおおって広がり、かつ前記端面から離れて伸びる円筒形面30の部分に沿って同軸方向に広がっている。上記エンドキャップは、軸Xと平行にスピンドルSにねじ込まれる小ねじ40によってスピンドルSに固定される。しかし、キャップ38の末端壁部は常にスピンドルSの端面と離間している。小ねじ40がねじ込まれると、前記小ねじは、肩部32と隔離スリーブ34との間で先端側軸受B1のインナーレース2を、また、隔離スリーブ34とクランプリング36との間で後端側の軸受B2のインナーレース2を実質的にきつく締め付ける。これにより、2つの軸受Bのインナーレース2がスピンドルS上の固定した軸方向位置に配置され、また、インナーレース2と円筒形面30との間の締めばめにより、前記インナーレース2を固定した径方向位置に配置される。インナーレース2とスピンドルSの間には、径方向又は軸方向のいずれにもから動きがない。インナーレース4、隔離リング34及びクランプリング36をスピンドルS上に保持するために、エンドキャップ38の代わりにロックナットを、クランプリング36に対してスピンドルSの端部でねじ込むこともできる。

40

50

## 【 0 0 1 5 】

ハウジングHはスピンドルSを包囲し、かつ先端位置NにおいてハウジングHの外に開口する主穴部48と、包囲又は支持面を形成する後端位置TにおいてハウジングHの外に開口するカウンタボア50とを含む(図2)。主穴部48及びカウンタボア50は、後端位置Tに対して向けられている肩部52において相接する。

## 【 0 0 1 6 】

先端側軸受Bの OUTER レース4は、先端位置Nにおいて、締めばめ、及び後端位置Tに対して向けられた裏面18と共に主穴部48内に嵌合する。これにより、OUTER レース4の前面20は、反対方向に向けられたままであり、またハウジングHの先端部より内方にセットされる。ここで、前面20は、小ねじ56によってハウジングHの端面に固定されているエンドリング54を支えている。

10

## 【 0 0 1 7 】

主穴部48の残りの部分は、わずかなすき間ばめによって主穴部48内にはめ合わされたスペーサスリーブ60によって占められている。スリーブ60の一端部は、先端側軸受B1の側の OUTER レース4の裏面18を支える。スリーブ60の他端は、肩部52をわずかに越えており、カウンタボア50内に位置する。ここで、スペーサスリーブ60は、スリーブ60の上記他端において、軸方向に向けられたフィンガ64を形成する、径方向に向けられたスリット62(図4)を備えている。後端側の軸受B2の側の OUTER レース4の裏面18を支えるフィンガ64は、スピンドルSの周囲に配設されたスペーサスリーブ34の方へわずかに内方に撓む能力を有する。

20

## 【 0 0 1 8 】

後端側軸受B2は、また、カウンタボア50の周囲面と軸受B2の OUTER レース4との間にはまるアクチュエータ・スリーブ68(図3)により安定化されているカウンタボア50内にも位置している。アクチュエータ・スリーブ68の一端部は、スペーサスリーブ60の端部においてフィンガ64を取り囲んでおり、フィンガ64におけるスペーサスリーブ60の外側面とアクチュエータ・スリーブ68の内側面との間にはわずかなすき間がある。ここで、アクチュエータ・スリーブ68の末端部は、肩部52に当接している。スリーブ68の他方の端部は、後端側の軸受Bの OUTER レース4の前面20に当接するクランプ・スリーブ72を囲んでいる。ここで、クランプ・スリーブ72は、スリーブ72の端部にフィンガ76を形成するラジアルスリット74(図5)を有する。ここでも、フィンガ76におけるクランプ・スリーブ72の外側面と、アクチュエータ・スリーブ68の内側面との間に、わずかなすき間が存在する。フィンガ76は、スリーブ72が後端側軸受B2の OUTER レース4に当接しているスリーブ72の端部に対して、ある程度の柔軟性を与える。フィンガ76を軸方向に越えたところで、クランプ・スリーブ72は径が縮小し、スリーブ72の反対側端部に凹部78を形成している。前記反対側端部は、後端位置TにおいてハウジングHの端面にわたって広がるエンドリング80を圧迫しており、また、小ねじ82によりハウジングHに固定されている(図2)。2つのエンドリング54、80は、先端側軸受B1の OUTER レース4、スペーサスリーブ60、後端側軸受B2の OUTER レース4及びクランプ・スリーブ72が全てハウジングHの主穴部48及びカウンタボア50内に固定され、それによりハウジングHに対して軸方向に変位できないように、各小ねじ56、82によってそれぞれ固定されている。後端側軸受B2の OUTER レース4については、スペーサスリーブ60及びクランプ・スリーブ72により軸方向に閉じ込められているため、それらのスリーブは閉じ込めスリーブとして機能する。カウンタボア50の端部は、そのほとんどの部分が、わずかなすき間ばめによってカウンタボア50内に嵌合する位置決めリング84によって占められている。リング84の一端は、アクチュエータ・スリーブ68の端部を押す。そのリング84の他端で、リング84は、クランプ・スリーブ72の端部において凹部78内へ径方向内方に向けられているリブ86を有する。リブ86は凹部78内に捕捉された形となっており、これにより、カウンタボア50内における位置決めリング84のずれが防止される。位置決めリング84は2つの目的を担う。第一に、前記位置決めリングは、クランプ・スリーブ72を軸X周りの中

30

40

50

心を保持させる。これに関しては、スリーブ72の大径部と位置決めリング84との間に締り・すき間ばめが存在するが、クランプ・スリーブ72の外側面とアクチュエータ・スリーブ68の内側面との間に存在する隙間の方がわずかに大きくなっている。第二に、位置決めリング84は、アクチュエータ・スリーブがカウンタボア50内から外れて移動することを防ぐ。

#### 【0019】

アクチュエータ・スリーブ68について更に詳しく述べると(図3)、前記スリーブは、前記スリーブが肩部52と位置決めリング84との間に捕捉されているカウンタボア50内に位置している。上記アクチュエータ・スリーブは、端部領域88と、2つの端部領域88の間の介在領域90とを有する。一方の端部領域88は、スペーサスリーブ60のフィンガ64を囲み、他方の端部領域88は、クランプ・スリーブ72のフィンガ76を囲んでいる。これらの端部領域88においては、アクチュエータ・スリーブ68は、カウンタボア50内にきつく嵌合されており、すなわち、きつい締りばめがアクチュエータ・スリーブ68の2つの端部領域88と、カウンタボア50の周囲面との間に存在する。アクチュエータ・スリーブ68の介在領域90は、後端側の軸受B2のアウトレース4を包囲し、ここでは、締りばめが領域90とアウトレース4との間に存在する。実際は、アクチュエータ・スリーブ68は、その端部領域とカウンタボア50の表面との間が約0.002インチ(0.0508mm)の締りばめによってカウンタボア50内に圧入される。この結合においては、スリーブ68の内径は、小さいままである。そこで、スリーブ68の内径は、スリーブ68と、後端側の軸受B2のアウトレース4との間に0.0005~0.002インチ(0.0127mm~0.0508mm)の締りばめを提供できるように研磨され、あるいは加工される。これにより、スリーブ68の内側面は、ハウジングHの主穴部48の表面とほぼ面一になる。

10

20

30

40

50

#### 【0020】

アクチュエータ・スリーブ68の端部領域88は、カウンタボア50の表面にきつく嵌合されたままであるが、軸受B2のアウトレース4の周囲の領域である介在領域90は、カウンタボア50の表面とわずかに離間しており、そのほとんどの部分は約0.001インチ(0.0254mm)の間隙である。実際、スリーブ68がカウンタボア50内に挿入された当初は、前記間隙は0.003インチ(0.0762mm)に達するが、後端側軸受Bのアウトレース4がスリーブ68内に嵌合されたときには、前記間隙は約0.001インチ(0.0254mm)に減る。いずれにせよ、上記間隙は、スリーブ68の中間部90とカウンタボア50の包囲面との間に流体チャンバを形成する。

#### 【0021】

介在領域90の端部において、アクチュエータ・スリーブ68は、カウンタボア50の表面に向かって外側に開口する2つの内側溝92を有する(図3)。溝92は、アウトレース4の裏面18及び前面20より内方に設けられているが、前記アウトレースの端部において、アウトレース4を包囲している。溝92は、前記溝がスリーブ68内に形成する相対的に薄い断面と共に、スリーブ68がその介在領域90において内方に撓むのを可能にする一方、その端部領域88はカウンタボア50の表面にきつく嵌合されたままである。

#### 【0022】

締りばめによりスリーブ68がカウンタボア50の表面に対してきつく嵌合している各端部領域88において、スリーブ68は外側溝94を有し、その外側末端壁部は径方向に広がっている。各外側溝94は、リング96と、リング96の後方にある支持リング98とを有する。支持リング98は、リング96と溝94の外側壁部との間にある。リング96は、硬度約90のエラストマー材で形成されている。前記リングは、溝94の底部とカウンタボア50の表面との間でわずかに圧縮された状態にある。支持リング98はより固い材質からなり、カウンタボア50の表面を押している。

#### 【0023】

ハウジングHは、アクチュエータ・スリーブ68の背後のチャンバに通じるポート100

を含む(図2)。ポート100は、高圧油圧流体源に接続されており、また、前記流体源は、ポート100内及びスリーブ68の背後のチャンバ内の流体圧力を変化させるように制御することができる。

#### 【0024】

軸受Bの近傍において、ハウジングHは、スペーサスリーブ60内のより多くの開口部104と整合する開口部102を有する(図2)。開口部102は、スペーサスリーブ60内の開口部104を通して突出するインジェクタ106を収容し、そのため、前記開口部の端部は、2つのレース2、4間の環状空間、即ち、ボール6が占有している空間と抗して配設されている。インジェクタ106は、上記環状空間の方に向けられ、かつ潤滑油源に接続されているオリフィスを有する。

10

#### 【0025】

先端位置NにおけるスピンドルSとハウジングHとの間の空間は、スピンドルSの大径円筒形面28に嵌合し、かつハウジングHの先端部4におけるエンドリング54内に嵌合するノーズシール108によって閉塞されている。後端位置TにおけるスピンドルSとハウジングHとの間の環状空間は、スピンドルS上でエンドキャップ48に嵌合し、かつハウジングHのエンドリング80内に嵌合するもう一つのシール110によって閉塞されている。

#### 【0026】

マウンティングMは、その軸受Bを、一般に、約0.0005~0.002インチ(0.0127mm~0.0508mm)程度遊びの状態に設定して組立てられ、その設定は、スピンドルSの小径の円筒形面30をおおって広がるスペーサスリーブ34において、最も容易に制御される。スリーブ34を短く削ると、軸受Bの遊びが減る。スピンドルSがハウジングH内で回転すると、軸受B内のボール6が、インナーレース2及びアウターレース4のレースウェイ10、16に沿って回転する。インジェクタ106によって潤滑油を軸受Bに供給しても、軸受Bは、特に高速時に熱を発生する。結局、限られた量の滑りがボール6とレースウェイ10、16との間に存在し、また、潤滑油は攪拌される。このどちらも、スピンドルSをハウジングHよりも径方向及び軸方向に膨張させる熱を発生し、このことが軸受Bの設定を乱す。一般に、軸受Bへの影響に関する限り、径方向の膨張は、軸方向の膨張よりも多くを相殺し、軸受Bは端部の遊びが少なくなる。また、スピンドルSの角速度が増すにつれて、遠心力がインナーレース2に作用して、端部の遊びが少なくなる。それでも、端部の遊びは軸受Bに残り、端部が遊びの状態において、軸Xは、ハウジングHに対して固定されたままではない。このことは、もちろん、回転するスピンドルSが行ういかなる精密な機械加工動作に対しても、大変有害である。

20

30

#### 【0027】

軸受Bを、精密な機械加工動作を維持するのに適した予圧の状態にするために、軸受B2の背後のポート100内の油圧流体の圧力が上げられる。ポート100と連通しているので、アクチュエータ・スリーブ68上の2つの内側溝92の間の狭い空間は、前記2つの内側溝92自体と同様に、圧力が上昇する。その結果として、スリーブ68の介在領域90は内方に撓み(図6)、軸受B2のアウターレース4を収縮させる。アウターレース4の収縮は、前記アウターレース4上のレースウェイ16の直径を減少させ、それにより両軸受Bにおける内部すきまが減少する。これにより、端部遊びが減り、さらに十分な圧力が加えられると、端部遊びは全くなり、軸受Bに予圧が付与される。予圧のための変圧を超えて圧力を変化させると、軸受Bの予圧の量が変化する。軸受Bが予圧されている場合には、軸Xは固定されたままである。スピンドルSの剛性は、予圧の大きさに依存する。軸受B2のアウターレース4を軸方向に閉じ込める、スペーサスリーブ60及びクランプ・スリーブ72の端部のフィンガ64、76は、圧力が上昇するにつれて、アウターレース4と共に内方に撓むため、前記圧力が解放されると、アウターレース4は直ちに膨張してその初期形状へ戻る。アクチュエータ・スリーブ68の介在領域90は、アウターレース4を撓める圧力の上昇を伴って内方に撓むが、スリーブ68の端部領域88は、カウンタボア50の円筒形表面と締めばめで対向したままである。

40

50

## 【0028】

軸受アセンブリAの作動中、即ち、そのスピンドルSが回転している状態において、軸受Bの予圧は、事実上、測定することは不可能である。しかし、軸受Bの所定の作動状態は、軸受の予圧を反映する。おそらく、温度が予圧に最も多く影響し、それは、2つの軸受Bの近傍のハウジングH内に設けられた温度センサによって容易に測定される。速度もまた、容易にモニターし、測定することができるものである。更に、振動も、加速度計又は音響マイクロフォンによって測定することができる。切削中においては、高剛性のスピンドルSは、低剛性のものよりもびびりが少ない。更にまた、スピンドルSのたわみも測定することができる。

## 【0029】

変形例のマウンティングM1(図7)は、先頭位置Nと後端位置Tに、複数の軸受Bを有し、各定位置の軸受Bのインナーレース2をスペーサ116によって離間し、アウターレース4を同様にスペーサ118によって離間した状態にしていることを除いて、マウンティングAととてもよく似ている。先頭位置Nにおけるスペーサ116及び118は、軸受Bがラジアル荷重及びスラスト荷重をほぼ等しく分担するように研磨されている。後端位置Tにおいては、軸受Bの各々のアウターレース4は、その場所で別々のアクチュエータ・スリーブ68内に嵌合する。スリーブ68は、個別のポート100を介して供給される流体によって個別に作動する。後端位置Tにおけるスペーサ116及び118は、作動するスリーブ68の周囲の圧力が等しい場合に、後端位置Tにおける軸受Bがラジアル荷重及びスラスト荷重をほぼ等しく分担するように研磨されている。ここでも、センサは、全

10

20

## 【0030】

アクチュエータ・スリーブ68は、アングュラ玉軸受Bの他に有用性を有する。つまり、前記スリーブは、互いに対向して配設された円錐ころ軸受Eを含む別の変形例のマウンティングM2(図8)において用いることができる。これらの軸受も、軸Xに対して傾斜しているレースウェイと、円錐ころの形をとる転動体とを有する。

## 【0031】

マウンティングMは、スピンドルSが行う機械加工動作の適応制御に適しており、同じことがマウンティングM1、M2にもあてはまる。最も基本的な形態において、適応制御は、2つの軸受Bの温度や及びスピンドルSの速度をモニタリングすることにほかならず、略一定の温度を維持するために軸受Bの設定を変更することもそれに含まれる。この点に関し、軸受Bに予圧が付与されると、アクチュエータ・スリーブ68にかかる圧力の上昇は、予圧を増加させ、軸受Bを高温で作動させることになる。設定の変更をしても、温度の急激な変化は生じないので、温度の記録は、マウンティングMの温度を安定化できるようにするために、設定の変更時から十分に時間を空けなければならない。スピンドルSが回転する速度は、軸受Bが作動する温度を予測するのに用いることができ、また、温度変化の予想や、適切な圧力変化によってそれに順応させるために用いることができる。

30

## 【0032】

より高性能の適応制御システム(図9)においては、さらに付加的な作動状態がモニターされ、スピンドルSの動作に影響を及ぼすその付加的な条件について、制御が行われる。上記高性能のシステムは、もちろん、ポート100における油圧流体の圧力及びアクチュエータ・スリーブ68の背後のチャンパ内の圧力を制御する。このために、油圧流体は、電子式エアレギュレータ122を有するエア・油圧ブースタ120によって加圧される。ブースタ120は、60:1の比を有する。各軸受Bのアウターレース4の背後のハウジングHは、熱電対124が嵌めこまれている。先端位置Nにおいて、ハウジングHは、びびり、あるいはスピンドルS内の自励振動を検知する能力を有する音響マイクロフォン126を更に備えている。また、先端位置Nにおいて、ハウジングHは、互いに90°離間して配設された2つの変位プローブ128を有し、これらはスピンドルSの径方向の動き

40

50

を測定するために配置されている。そして、ハウジングHは、スピンドルSの角速度をモニターする速度センサ130を備えている。熱電対124、マイクロフォン126、変位プローブ128及び速度センサ130は、それらがモニターする状態を表わす信号を発生し、信号は、マイクロプロセッサ及びメモリを含むコントローラ132へ送られる。

【0033】

コントローラ132は、エア・油圧ブースタ120上のエアレギュレータ122を作動させるだけでなく、インジェクタ106によって軸受B内に注入される潤滑油の量、潤滑油が供給される時間、及びハウジングHの周囲の冷却材の流量も制御する。

【0034】

通常稼働サイクルにおいて、変位プローブ128は、スピンドルSが最初に運転されたとき、軸受Bが作動している上にある、端部あそびによるスピンドルSの径方向の変位を検知する。軸受Bに一旦予圧が付与されると、プローブ128は、スピンドルSの動きを監視するために連係するが、このことは、スピンドルSが正しい予圧を有しているか否かを判断する際に有用である。過度な動きがあった場合、コントローラ132はそのことを検知し、アクチュエータ・スリーブ68の背後の圧力を上昇させて、軸受Bの予圧を増加させる。

10

【0035】

熱電対124は、軸受Bの温度を監視し、コントローラ132は、熱電対124によって検知された温度に回答して、アクチュエータ・スリーブ68の背後の圧力を変化させる。圧力を低下させると、予圧が減少し、温度が低下する。逆に、圧力を上昇させると、予圧が増加し、温度が上昇する。また、コントローラ132がインジェクタ106を作動させて、インジェクタに潤滑油をさらに軸受Bに注入させ、そのことによって軸受Bの作動温度を変化させてもよい。同様に、軸受Bの温度が上昇しすぎた場合、コントローラ132が冷却流体をハウジングHに供給してもよい。

20

【0036】

音響マイクロフォン126がびびりを検知した場合、コントローラ132は、軸受Bの予圧を変化させる。これは、スピンドルSの共振周波数を、びびりを取り除く周波数に変化させる効果を有する。

【0037】

コントローラ132は、様々な作動状態でデータを集めて蓄積するので、特定の圧力設定と速度とにより帰結されると思われる温度を予め決めることができる。スピンドルSの速度が上記特定の設定まで増加した場合、軸受Bの温度はもちろん上昇し、軸受Bの予圧が増加する。しかし、コントローラ132は、このような状態を生じる条件を既にそのメモリ内に蓄積しているので、アクチュエータ・スリーブ68の背後の圧力、及び軸受Bの予圧を、上記状態が発生する前に減じることができる。

30

【0038】

適応制御の考え方は、スピンドルSの軸方向位置の制御に関しても適用してよい。これは、後端位置Tの軸受B2におけるスリーブ68に加えて、先端位置Nの軸受B1の周囲に別のアクチュエータ・スリーブ68を必要とする。更に、ハウジングHに対するスピンドルSの軸方向位置を監視するために、後端位置Tの端面等のスピンドルS沿った何れかの箇所、軸方向変位センサ134を必要とする。スピンドルSをハウジングH内で軸方向にたとえわずかでも変位させるためには、一般に、2つのアクチュエータ・スリーブ68の背後の圧力は、一方のスリーブ68の背後の圧力が増加し、かつ他方のスリーブ68の背後の存在が減少するように操作される。例えば、スピンドルSをハウジングHの先端部から更に突出させるために、後端位置Tの軸受B2のためのスリーブ68の背後の圧力は減じられると共に、先端位置Nの軸受B1のためのスリーブ68の背後の圧力は増加される。それでもなお、両位置の圧力は、剛性及びその他の所望の特性を維持するのに充分残っている。もちろん、スピンドルSをハウジングHの先端部内に更に挿入するためには、軸受B1の背後の圧力が減じられ、かつ軸受B2の背後の圧力が増加される。軸方向変位プローブ134は、スピンドルSの軸方向位置を表わす信号を生成し、コントローラ13

40

50

2 は、それらの信号に反応してスピンドル S を所望の軸方向位置に保持する。

【 0 0 3 9 】

マウンティング M、M 1 及び M 2 は、工作機械における基本的な有用性を有する一方、これらは、別の場所での応用性も有する。それは、一般に、温度、荷重、あるいはその他のファクターの変化を伴う設定の変更を受ける軸受上の、一つの部材が別の部材に対して回転する場所である。制御される設定は、予圧、端部遊びあるいはそれらの両方でもよい。軸受は、アクチュエータ・スリーブ 6 8 が、円筒ころ軸受又はラジアル玉軸受の設定を制御することができるので、スラスト荷重を支える必要はなく、この場合、制御される設定は、結局は、軸受の内部すきまでである。アクチュエータ・スリーブ 6 8 は、アウターレースに閉じ込められる必要はない。一方、前記スリーブは、インナーレースを膨張させるためにインナーレース内に設けることができ、それにより予圧を変化させることができる。

10

【 図面の簡単な説明 】

【 図 1 】

1 A、1 B は、従来のスピンドルマウンティングの長手方向断面図である。

【 図 2 】

本発明を具体化する、本発明に従って構成されたマウンティングの長手方向断面図である。

【 図 3 】

アクチュエータ・スリーブが加圧されていない場合の、本発明のマウンティングの一部拡大断面図である。

20

【 図 4 】

本発明の一部を構成するスペーサスリーブの斜視図である。

【 図 5 】

本発明の一部を構成するクランプ・スリーブの斜視図である。

【 図 6 】

図 3 と同様の一部断面図であるが、アクチュエータ・スリーブが、高圧にさらされて内側に撓んでいる状態を示す図である。ただし、説明のために誇張して撓ませている。

【 図 7 】

先端部と後端部に複列アンギュラ玉軸受を用いた変更マウンティングの長手方向断面図である。

30

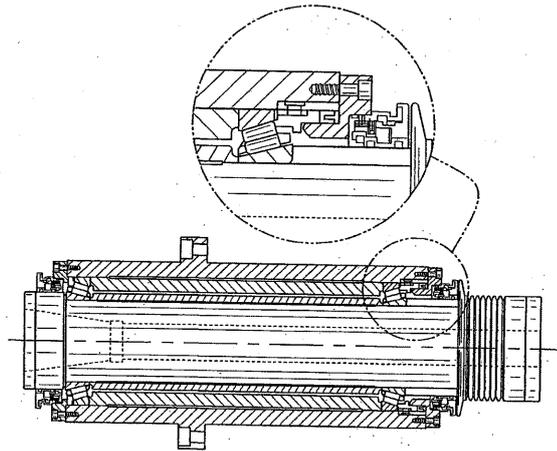
【 図 8 】

円錐ころ軸受を用いた変更マウンティングの長手方向断面図である。

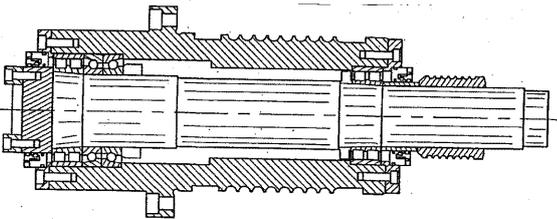
【 図 9 】

軸受が作動する設定や他の条件を選定する適応制御装置を示す概略図である。

【図1】



1A 従来の技術



1B  
従来の技術

【図2】

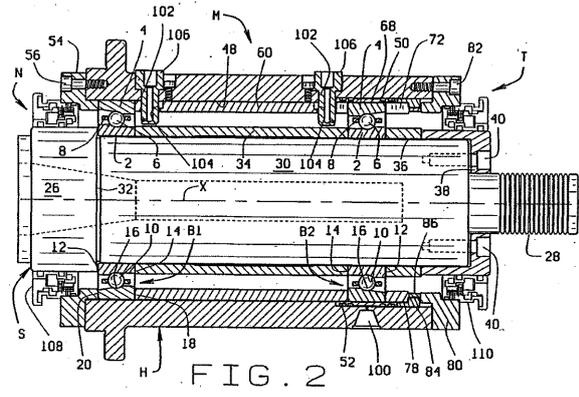


FIG. 2

【図3】

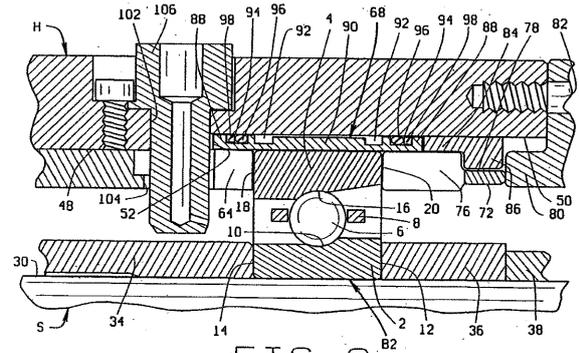


FIG. 3

【図4】

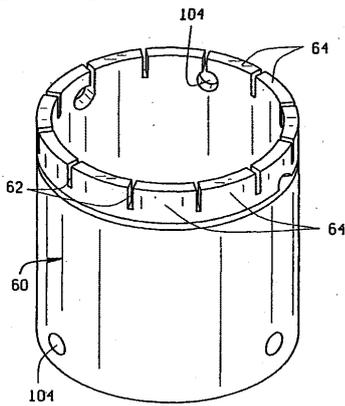


FIG. 4

【図5】

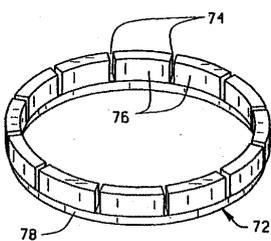


FIG. 5

【図6】

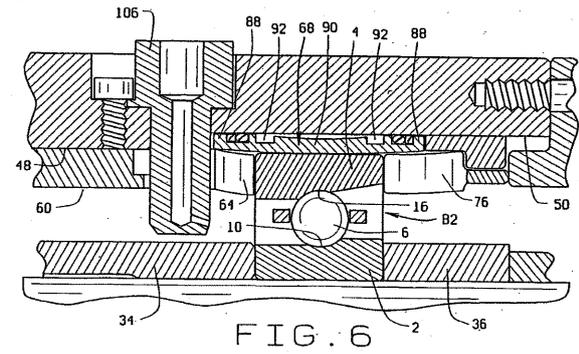


FIG. 6

【図7】

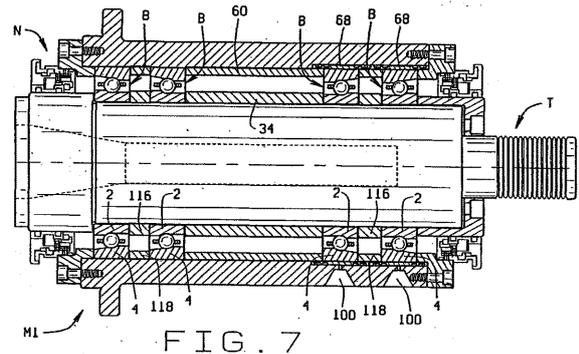


FIG. 7

【 8 】

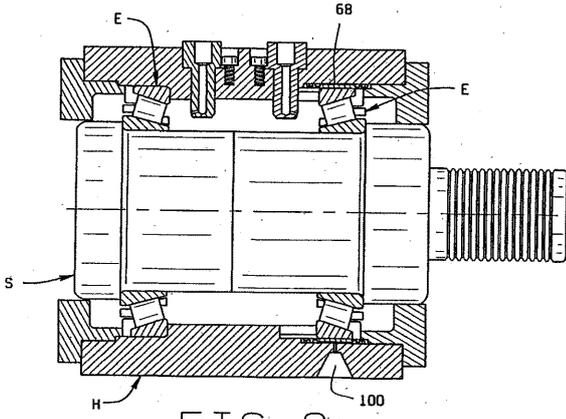


FIG. 8

【 9 】

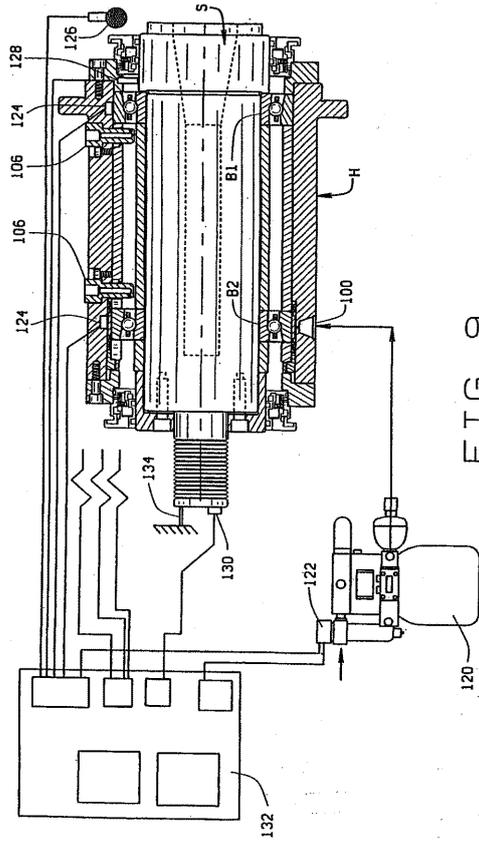


FIG. 9

【国際公開パンフレット】

(12) INTERNATIONAL APPLICATION PUBLISHED UNDER THE PATENT COOPERATION TREATY (PCT)

(19) World Intellectual Property Organization  
International Bureau



(43) International Publication Date  
14 March 2002 (14.03.2002)

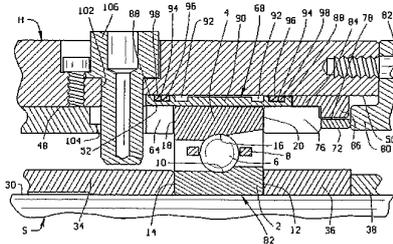
PCT

(10) International Publication Number  
WO 02/21004 A2

- (51) International Patent Classification: F16C
  - (21) International Application Number: PCT/US01/26197
  - (22) International Filing Date: 21 August 2001 (21.08.2001)
  - (25) Filing Language: English
  - (26) Publication Language: English
  - (30) Priority Data: 09/653,590 1 September 2000 (01.09.2000) US
  - (71) Applicant: THE TIMKEN COMPANY [US/US]; 1835 Daebler Avenue, S.W., Canton, OH 44706-0930 (US).
  - (72) Inventors: HARBOITTE, William, E.; 2100 South Ocean Lane, Ft. Lauderdale, FL 33316 (US); TSUNEYOSHI, Tadao, 8536 MacThomas Avenue, N.W., North Canton, OH 44720 (US).
  - (74) Agent: BOESCHENSTEIN, Edward, A., Polster, Lieder, Woodruff & Lucchesi, L.C., 763 South New Ballas Road, St. Louis, MO 63141 (US).
  - (81) Designated States (national): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NO, NZ, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG, SI, SK, SL, TJ, TM, TR, TT, TZ, UA, UG, UZ, VN, YU, ZA, ZW.
  - (84) Designated States (regional): ARIPO patent (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZW), Eurasian patent (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), European patent (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, TR), OAPI patent (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).
- Published: — without international search report and to be republished upon receipt of that report
- For two-letter codes and other abbreviations, refer to the "Guidance Notes on Codes and Abbreviations" appearing at the beginning of each regular issue of the PCT Gazette.



(54) Title: BEARING WITH ADJUSTABLE SETTING



WO 02/21004 A2

(57) Abstract: A spindle (5) rotates within a housing (H) on at least two antifriction bearings (B,E) which have raceways (10, 16) that are inclined to the axis (X) of the bearing and are otherwise configured to transfer thrust loading as well as radial loading. The bearings are mounted in opposition. One of the bearings has a race (4) which fits into an actuator sleeve (68) with an interference fit, and the actuator sleeve, in turn, is fitted into the housing, it having end regions (88) that are located beyond the ends of the bearing. Here the sleeve is fitted to the housing with an interference fit and is further sealed to the housing. The actuator sleeve also has an intervening region (90) between its two end regions, and here the actuator sleeve is located around the race. On its opposite side the actuator sleeve forms a chamber with the housing. When the chamber is pressurized, the intervening region of the sleeve flexes inwardly and contracts the race, thus altering the setting of the two bearings. Yet the end regions of the sleeve remain against the housing and the axis of rotation remains rigid. A control system monitors conditions, such as temperature, within the housing, and varies the pressure in the chamber behind the actuator sleeve, so that the setting in the bearings best accommodates the conditions under which the spindle operates.

## BEARING WITH ADJUSTABLE SETTING

Technical Field

This invention relates in general to antifriction bearings and, more particularly, to a bearing mounting in which the setting of a bearing may be altered during the operation of the bearing.

Background Art

Machine tool spindles must operate with full rigidity – rigidity in the sense that the axis of rotation for the spindle remains precisely fixed with respect to the housing in which the spindle rotates. A variety of bearing arrangements exist for supporting machine tool spindles in housings, and each employs several antifriction bearings of one type or another. The typical antifriction bearing, irrespective of its type, has an outer race located within the housing, an inner race fitted around the spindle, and rolling elements located between raceways on the two races. In order to achieve spindle rigidity, no clearance should exist between the outer race and the housing, nor should any clearance exist between the inner race and the spindle. Furthermore, the bearing should operate without internal clearances between the rolling elements and the raceways. In short, the bearing should operate under a preload. Usually, preloaded bearings operate in pairs or other multiple arrangements, so that one of the bearings may be adjusted against another of the bearings.

For example, a spindle may be supported on two single row tapered roller bearings mounted in opposition. Both carry radial loads, while one takes thrust loading in one direction and the other takes thrust loads in the opposite direction. Usually, one of the inner races, typically called a cone, is advanced axially toward the other until the bearings are in preload. This type of mounting arrangement will transfer heavy radial and thrust loads, but the spindle can operate only at moderate speeds. Angular contact ball bearings, like tapered roller bearings, have the capacity to carry both radial and thrust loads, and while they can tolerate higher speeds, they do not have the load-carrying capacity of tapered

roller bearings. For this reason many high speed spindles rotate on multiple angular contact ball bearings, some oriented to take thrust loads directed inwardly from the nose and the remainder oriented to take thrust loads in the opposite direction. The presence of multiple bearings  
5 in the mounting renders the procedure for setting the bearings extremely tedious and difficult.

Even when a machine tool mounting is assembled with the correct amount of preload in its spindle bearings, this provides no assurance that the preload will remain or that it will not change. In  
10 operation, the bearings generate heat, and this heat will cause the spindle and the housing to expand at different rates. This in turn disturbs and indeed changes the setting in the bearings. An increase in preload may damage the bearings, whereas a decrease may eliminate the preload altogether and produce internal clearances. Neither is  
15 desirable in a machine tool.

Apart from that, machine tool spindles – or for that matter any rotating component – should not operate at or near its resonant frequency. But machining operations will set up self-excited vibrations which in their more violent form are referred to as chatter. To avoid  
20 chatter, machine tool operators can alter the spindle speed, feed rate or depth of cut – and sometimes these conditions need to be altered a considerable amount to the detriment of the machining operations.

To be sure, efforts have been undertaken to avoid the forgoing problems with specialized bearings. For example, The Timken  
25 Company developed a spindle bearing arrangement which relies on two tapered roller bearings mounted in opposition (Fig. 1A). One of the bearings is essentially a single row tapered roller bearing. The other has a floating rib ring which is backed by a hydraulic fluid and positions the rollers axially between the two raceways for the bearing. The pressure  
30 of the fluid determines the preload in the bearings and the stiffness in the spindle. It further provides automatic compensation for thermal expansion and contraction since a uniform pressure in the fluid behind

the rib ring will yield a constant preload irrespective of the axial position of the two raceways. Also, the operator, by controlling the stiffness of the spindle, can vary the resonant frequency of the spindle and thus avoid chatter. However, the bearing arrangement still relies on tapered roller bearings and is thus confined to moderate spindle speeds. 5 Moreover, the two bearings can only operate under preload which is desirable for machine tool spindles, but perhaps not for other applications. U.S. Patent 3716280 discloses the bearing arrangement.

Another specialized bearing arrangement for machine tool spindles utilizes a combination of cylindrical roller bearings and angular ball bearings (Fig 1B). The former carry most of the radial loading, while the latter transmit the lesser thrust loads. But cylindrical roller bearings inherently have internal clearances, for without internal clearances such bearing could not be assembled. To eliminate the clearances, the inner 15 races of the cylindrical roller bearings have tapered bores and at those bores fit over tapered surfaces on the spindle. When the inner races are forced axially over the tapers on the spindle, the tapers on the spindle expand the inner races and thus eliminate clearances between the cylindrical rollers and the raceways. But to achieve the correct setting, 20 stops are needed to axially locate the inner races on the spindle, and they must be positioned with considerable precision. As a practical matter, this requires multiple assembly attempts and grinds along the stops or the bearing faces until the bearings acquire the proper preload.

Ideally, the bearings which support a machine tool spindle in a 25 housing should be capable of undergoing adjustment during the operation of the bearing so as to operate continuously at a prescribed preload, this irrespective of temperature variations in the spindle the housing and the bearings themselves. The capacity to adjust preload also enables the bearings to alter the resonant frequency of the spindle, 30 and thus easily compensate for chatter. What has been said with regard to machine tool spindles applies as well to some other applications where one component rotates relative to another on antifriction bearings.

Indeed, in some applications it is desirable to have end play and thus have the capacity to adjust between end play and preload.

Summary of the Invention

The present invention resides in a mounting that includes two  
5 members, one of which rotates relative to the other on a bearing that includes a raceway carried by one of the members, another raceway on a race carried by the other member, and rolling elements arranged in a row between the two raceways. The member which carries the race has an actuator sleeve which at its ends is fitted tightly to the member but  
10 has an intervening region which flexes. The sleeve together with the member to which it is fitted define a chamber. The intervening region of the sleeve fits behind the bearing race. When the chamber is pressurized, the intervening region of the sleeve flexes and changes the configuration of the race against which it bears. This, in turn, changes  
15 the setting of the bearing.

Brief Description of Drawings

Fig. 1A and 1B are longitudinal sectional views of prior art spindle mountings;

Fig. 2 is a longitudinal sectional view of a mounting constructed in  
20 accordance with and embodying the present invention;

Fig. 3 is a fragmentary sectional view, enlarged, of the mounting of the present invention, when its actuator sleeve is not subjected to elevated pressures;

Fig. 4 is a perspective view of a spacer sleeve forming part of the  
25 present invention;

Fig. 5 is a perspective view of a clamping sleeve forming part of the present invention;

Fig. 6 is a fragmentary sectional view similar to Fig. 3, but showing the actuator sleeve subjected to an elevated pressure that  
30 flexes the sleeve inwardly with the flexure being exaggerated for purposes of illustration;

Fig. 7 is a longitudinal sectional view of a modified mounting that uses multiple angular contact ball bearings in the nose and tail positions;

Fig. 8 is a longitudinal sectional view of a modified mounting that utilizes tapered rollers bearings; and

- 5 Fig. 9 is a schematic view showing an adaptive control system for selecting the settings and other conditions under which the bearings operate.

Best Mode for Carrying out the Invention

- Referring now to the drawings (Fig. 2), a spindle S rotates about an axis X in a housing H on two antifriction bearings B1 and B2, which take the form of single row angular contact ball bearings. The spindle S, housing H and bearings B together form a bearing assembly or mounting M having a nose position N and a tail position T. The bearing B1 operates at the nose position N where it is closest to the workpiece being machined, while the bearing B2 operates at the tail position T. Each bearing B1 and B2 fits around the spindle S and within the housing H and, being a single row angular contact ball bearing, has the capacity to transfer radial loading as well as thrust loading in one axial direction. The two bearings B1 and B2 are mounted in opposition, so that the bearing B1 takes thrust loading directed axially toward the nose end of the housing H and the other bearing B2 takes thrust loading in the opposite direction. Moreover, the two bearings B1 and B2 are adjusted to a condition of preload, so that the axis X remains fixed – or perfectly rigid – with respect to the housing H.

- 25 Considering the bearings B first, the bearing B1 fits between the spindle S and housing H at the nose position N and the other bearing B2 fits between the spindle S and the housing H at the tail position T. Each bearing B includes (Fig. 2) an inner race 2, an outer race 4 which surrounds the inner race 2, yet is spaced from it, and rolling elements in the form of balls 6 arranged in a single row between the inner race 2 and outer race 4. In addition, each bearing B has a cage 8 provided with pockets which receive the balls 6, so that the cage 8 maintains the

proper spacing between the balls 6. The two races 2 and 4 are arranged concentric to each other, with their common center being the axis X.

The inner race 2 fits over the spindle S and has a raceway 10 that is presented outwardly away from the axis X. The raceway 10 lies between two end faces which are squared off with respect to the axis X, the one being a back face 12 through which thrust loading is transferred and the other being a front face 14 (Figs 2 & 3). The outer race 4 fits into the housing H and has a raceway 16 which is presented inwardly toward the raceway 10 of the inner race 2. The raceway 16 likewise lies between two end faces which are squared off with respect to the axis X, one being a back face 18 and the other being a front face 20. The back faces 12 and 18 of the races 2 and 4 are presented away from each other. The two raceways 10 and 16 are arcuate on cross-section and generally conform to the contour of the balls 6. The raceway 10 of the inner race 2 is higher toward the back face 12 than toward the front face 14, thus giving the back face 12 a greater surface area. Likewise, the raceway 16 of the outer race 4 possesses its greatest height on the side toward the back face 18 and a lesser height on the side toward the front face 20, so the back face 18 has a greater surface area than the front face 20. The variance in the height inclines the raceways 10 and 16, that is to say, it orients them obliquely with respect to the axis X, and as a consequence, the bearing B will transfer not only radial loads, but also thrust loads when the thrust loads are transmitted through the back faces 12 and 18. Indeed, a thrust load so transmitted will cause the balls 6 to seat against the raceways 10 and 16 so that no clearance exists between any of the balls 6 and the raceways 10 and 16. When a thrust load exists in both bearing B1 and B2 in the absence of any external load, the bearings B are set to a condition of preload.

The spindle S extends completely through the housing H (Fig. 2). At its nose position N it has a large diameter cylindrical surface 26 which is relatively short, while at its tail position T it has a pulley 28 having a

WO 02/21004

PCT/US01/26197

-7-

reduced diameter and multiple grooves. The remainder of the spindle S is a cylindrical surface 30 of extended length. The two cylindrical surfaces 26 and 30 meet at a shoulder 32 which lies much closer to the nose position N than to the tail position T. The inner race 2 of the bearings B1 at the nose position N fits over the small diameter surface 30 with its back face 12 against the shoulder 32. The inner race 2 of the bearing B2 in the tail position T fits over the small diameter surface 30 near the tail end of the spindle S with its back face 12 presented away from the nose bearing B1. Interference fits exist between the inner races 2 of the two bearings B and the cylindrical surface 30 of the spindle S.

The front faces 14 on the inner races 2 for the two bearings B are presented toward each other and are separated by a spacer sleeve 34 which likewise fits around the spindle S at its small diameter surface 30. Indeed, the ends of the sleeve 34 bear tightly against front faces 14 on the inner races 2 of the two bearings B. Beyond the back face 12 of the tail bearing B2 a clamping ring 36 fits over the cylindrical surface 30, and an end cap 38, in turn, bears against the clamping ring 36. The end cap 38 extends over the end face of the spindle S and also axially along the portion of the cylindrical surface 30 that leads away from the end face. It is secured to the spindle S with machine screws 40 which thread into the spindle S parallel to the axis X. But the end wall of the cap 38 always remains spaced from the end face of the spindle S. When turned down, the machine screws 40, in effect, clamp the inner race 2 of the nose bearing B1 tightly between the shoulder 32 and the separating sleeve 34 and the inner race 2 of the tail bearing B2 tightly between the separating sleeve 34 and the clamping ring 36. This positions the inner races 2 of the two bearings B in fixed axial positions on the spindle S, and of course, the interference fits between the races 2 and cylindrical surface 30 position the races 2 in fixed radial positions. No lost motion exists between the inner races 2 and the spindle S, either radially or axially. In lieu of the end cap 38, a lock nut may be threaded over the

WO 02/21004

PCT/US01/26197

-8-

end of the spindle S and against the clamping ring 36 to hold the inner races 4, separating ring 34 and clamping ring 36 on the spindle S.

The housing H surrounds the spindle S and contains (Fig. 2) a main bore 48 which opens out of the housing H at the nose position N and a counterbore 50 which opens out of the housing H at the tail position T where it provides a surrounding or backing surface. The bore 48 and counterbore 50 meet at a shoulder 52 which is presented toward the tail position T.

The outer race 4 of the nose bearing B fits into the main bore 48 at the nose position N with an interference fit and with its back face 18 presented toward the tail position T. This leaves the front face 20 of the outer race 4 presented in the opposite direction, yet set inwardly from the nose end of the housing H. Here the front face 20 bears against an end ring 54 which is secured against the end face of the housing H with machine screws 56.

The remainder of the main bore 48 is occupied by a spacer sleeve 60 which fits into the main bore 48 with slightly loose fit. One end of the sleeve 60 bears against the back face 18 of the outer race 4 for the nose bearing B1. The other end of the sleeve 60 lies slightly beyond the shoulder 52 and within the counterbore 50. Here the spacer sleeve 60 is provided with radially directed slits 62 (Fig. 4) which form axially directed fingers 64 at that end of the sleeve 60. The fingers 64, which bear against the back face 18 of the outer race 4 for the tail bearing B2, have the capacity to flex inwardly slightly toward the spacer sleeve 34 that is located around the spindle S.

The tail bearing B2 also lies within the counterbore 50 where it is stabilized by an actuator sleeve 68 (Fig. 3) that fits between the surrounding surface of the counterbore 50 and the outer race 4 of the bearing B2. One end of the actuator sleeve 68 encircles the fingers 64 at the end of the spacer sleeve 60, there being a slight gap between the outside surface of the spacer sleeve 60 at its fingers 64 and the inside surface of the actuator sleeve 68. Here, the very end of the actuator

WO 02/21004

PCT/US01/26197

-9-

sleeve 68 abuts the shoulder 52. The other end of the sleeve 68 encircles a clamping sleeve 72 which abuts the front face 20 on the outer race 4 of the tail bearing B. Here the clamping sleeve 72 has radial slits 74 (Fig. 5) which create fingers 76 at the end of the sleeve 72.

5 Again a slight gap exists between the outside surface of the clamping sleeve 72 at its fingers 76 and the inside surface of the actuator sleeve 68. The fingers 76 impart a measure of flexibility to the end of the sleeve 72 where the sleeve 72 abuts the outer race 4 of the tail bearing B2. Axially beyond the fingers 76 the clamping sleeve 72 undergoes a

10 reduction in diameter, thus creating a recess 78 at the opposite end of the sleeve 72. That end bears against an end ring 80 which extends across the end face of the housing H at the tail position T, it being secured to the housing H by more machine screws 82 (Fig. 2). The two end rings 54 and 80 are secured with their respective machine screws

15 56 and 82 such that outer race 4 of the nose bearing B1, the spacer sleeve 60, the outer race 4 of the tail bearing B2 and the clamping sleeve 72 are all clamped together within the bore 48 and counterbore 50 of the housing H and thus cannot undergo any axial displacement with respect to the housing H. As to the outer race 4 of the tail bearing

20 B2, it is confined axially by the spacer sleeve 60 and the clamping sleeve 72, so those sleeves serve as confining sleeves. The end of the counterbore 50 is, for the most part, occupied by a positioning ring 84 which fits into the counterbore 50 with a slightly loose fit. One end of the ring 84 bears against the end of the actuator sleeve 68. At its other end

25 the ring 84 has a rib 86 which is directed radially inwardly into the recess 78 at the end of the clamping sleeve 72. Indeed, the rib 86 is captured in the recess 78, and this prevents displacement of the positioning ring 84 in the counterbore 50. The positioning ring 84 serves two purposes. First, it keeps the clamping sleeve 72 centered around the axis X. In this

30 regard, a close clearance fit exists between the sleeve 72 at its largest diameter and the positioning ring 84, while the gap that exists between the outside surface of the clamping sleeve 72 and the inside surface of

WO 02/21004

PCT/US01/26197

-10-

the actuator sleeve 68 is slightly larger. Secondly, the positioning ring 84 prevents the actuator sleeve 68 from migrating out of position in the counterbore 50.

5 Considering the actuator sleeve 68 in more detail (Fig. 3), it lies  
within the counterbore 50 where it is captured between the shoulder 52  
and the positioning ring 84. It has end regions 88 and an intervening  
region 90 between the two end regions 88. One of the end regions 88  
encircles the fingers 64 on the spacer sleeve 60, while the other end  
region 88 encircles the fingers 76 on the clamping sleeve 72. In these  
10 end regions 88, the actuator sleeve 68 is fitted tightly into the  
counterbore 50, that is to say, a tight interference fit exists between the  
two end regions 88 of the actuator sleeve 68 and the surrounding  
surface of the counterbore 50. The intervening region 90 of the actuator  
sleeve 68 surrounds the outer race 4 of the tail bearing B2, and here an  
15 interference fit exists between the region 90 and the outer race 4.  
Actually, the actuator sleeve 68 is pressed into the counterbore 50 with  
an interference fit on the order of 0.002 inches between its end regions  
88 and the surface of the counterbore 50. At this juncture the inner  
diameter of the sleeve 68 remains undersized. Then the inside diameter  
20 of the sleeve 68 is ground or otherwise machined to provide an  
interference fit on the order of 0.0005 to 0.002 inches between the  
sleeve 68 and the outer race 4 of the tail bearing B2. This brings the  
inside surface of the sleeve 68 nearly flush with the surface of the main  
bore 48 for the housing H.

25 While the end regions 88 of the actuator sleeve 68 remain fitted  
tightly to the surface of the counterbore 50, the intervening region 90,  
which is the region around the outer race 4 of the bearing B2, is  
separated slightly for the surface of the counterbore 50, there being for  
the most part a separation of about 0.001. Actually, the separation  
30 amounts to 0.003 inches when the sleeve 68 initially installed in the  
counterbore 50, but when the outer race 4 of the tail bearing B is fitted to  
the sleeve 68, the separation decreases to about 0.001 inches. In any

event, the separation creates a fluid chamber between the intervening portion 90 of the sleeve 68 and the surrounding surface of the counterbore 50.

At the ends of the intervening region 90, the actuator sleeve 68 has (Fig. 3) two inside grooves 92 which open outwardly toward the surface of the counterbore 50. The grooves 92, while set inwardly from the back face 18 and front face 20 of the outer race 4, nevertheless surround the outer race 4 at the ends of that race. The grooves 92, coupled with the relatively thin cross sections that they create in the sleeve 68, enable the sleeve 68 to flex inwardly in its intervening region 90, while its end regions 88 remain fitted tightly to the surface of the counterbore 50.

In each end region 88, where the sleeve 68 fits tightly against the surface of the counterbore 50 by reason of the interference fit, the sleeve 68 has outside grooves 94, the outer end walls of which extend radially. Each outside groove 94 contains an O-ring 96 and a backing ring 98 behind the O-ring 96, that is between the O-ring 96 and the outer end wall for the groove 94. The O-ring 96 is formed from an elastomeric material of about 90 durometer. It lies slightly compressed between the base of the groove 94 and the surface of the counterbore 50. The backing ring 98 is formed from a more rigid material and bears against the surface of the counterbore 50.

The housing H contains (Fig. 2) a port 100 which leads to the chamber behind the actuator sleeve 68. The port 100 is connected to a source of high pressure hydraulic fluid, and that source may be controlled to vary the pressure of the fluid in the port 100 and in the chamber behind the sleeve 68.

Adjacent to the bearings B the housing H has (Fig. 2) openings 102 which register with more openings 104 in the spacer sleeve 60. The openings 102 receive injectors 106 which project through the openings 104 in the spacer sleeve 60, so that their ends are located opposite the annular spaces between the races 2 and 4 of the two bearings B, that is,

the spaces occupied by the balls 6. The injectors 106 have orifices which are directed toward the annular spaces and are connected to a source of lubricant.

The space between the spindle S and the housing H at the nose position N is closed with a nose seal 108 which fits over the large cylindrical surface 28 on the spindle S and into the end ring 54 at the nose end 44 of the housing H. The annular space between spindle S and housing H at the tail position T is closed by another seal 110 which fits over the end cap 48 on the spindle S and into the end ring 80 of the housing H.

The mounting M is assembled with its bearings B set to a condition of end play – typically, on the order of 0.0005 to 0.002 inches – and that setting is most easily controlled at the spacer sleeve 34 that extends over small diameter cylindrical surface 30 on the spindle S. Grinding the sleeve 34 to shorten it reduces the end play in the bearings B. When the spindle S revolves in the housing H, the balls 6 within the bearings B roll along the raceways 10 and 16 of the inner races 2 and outer races 4, respectively. Despite the presence of a lubricant directed into the bearings B by the injectors 106, the bearings B generate heat, particularly at higher speeds. After all, a limited measure of sliding exists between the balls 6 and the raceways 10 and 16 and the lubricant experiences churning. Both generate heat which causes the spindle S to expand both radially and axially more than the housing H, and this of course, disturbs the setting of the bearings B. Usually the radial expansion more than offsets the axially expansion insofar as affecting the setting of the bearings B is concerned, and the bearings B experience a decrease in end play. Also, as the angular velocity of the spindle S increases, centrifugal forces act on the inner races 2 and likewise tend to reduce end play. Even so, end play remains in the bearings B, and in a condition of end play the axis X does not remain fixed with respect to the housing H. This is of course very detrimental to

any precision machining operation undertaken with the rotating spindle S.

To bring the bearings B into a condition of preload suitable for sustaining a precision machining operation, the pressure of the hydraulic fluid in the port 100 behind the bearing B2 is increased. Being in communication with the port 100, the narrow space between the two inside grooves 92 on the actuator sleeve 68 sees the increase in pressure as do the two inside grooves 92 themselves. As a consequence, the intervening region 90 of the sleeve 68 flexes inwardly (Fig. 6) and contracts the outer race 4 of the bearing B2. The contraction of the outer race 4 reduces the diameter of the raceways 16 on that race 4 which decreases the internal clearances in both bearings B. This reduces the end play, and if enough pressure is applied, eliminates the end play altogether, bringing the bearings B into preload. Varying the pressure beyond the transformation to preload varies the amount of preload in the bearings B. Of course, when the bearings B are in preload, the axis X remains fixed. The stiffness of the spindle S depends on the magnitude of the preload. The fingers 64 and 76 on the ends of the spacer sleeve 60 and clamping sleeves 72, which axially confine the outer race 4 for the bearing B2, flex inwardly with the outer race 4 as the pressure increases, so when the pressure is released, the outer race 4 will, without delay, expand and revert back to its initial configuration. While the intervening region 90 of the actuator sleeve 68 flexes inwardly with the increase in pressure to contract the outer race 4, the end regions 88, of the sleeve 68, remain against the cylindrical surface of the counterbore 50 with the interference fit intact.

During the operation of the bearing assembly A, that is to say, with its spindle S rotating, the preload in the bearings B is virtually impossible to measure. But certain operating conditions of the bearings B reflect the preload in them. Perhaps temperature reflects the preload best, and it is easily measured with temperature sensors installed in the housing H adjacent to the two bearings B. Another is speed which is

easily monitored and measured. Still another is vibration which may be measured with accelerometers or an acoustical microphone. During cutting a more rigid spindle S chatters less than a less rigid one. Yet another is deflection of the spindle S.

5 A modified mounting M1 (Fig. 7) is very similar to the mounting A, except that it has multiple bearings B in the nose position N and multiple bearings B in the tail position T, with the inner races 2 of the bearings B in each position being separated by spacers 116 and the outer races 4 likewise being separated by more spacers 118. The spacers 116 and  
10 118 at the nose position N are ground such the bearings B at that position share the radial and thrust loading generally equally. At the tail position T, each of the outer races 4 for the bearings B at that position fits within a separate actuator sleeve 68. The sleeves 68 are actuated individually by fluid supplied through separate ports 100. The spacers  
15 116 and 118 at the tail position T are ground such that the bearings B in the tail position T share the radial and thrust loading generally equally when the pressure around those actuating sleeves 68 is equal. Again sensors monitor the operating conditions of all the bearings B. The pressures behind the actuator sleeves 68 for the two bearings B in the  
20 tail position T are controlled independently, so that the preload in each tail bearing B is likewise controlled independently.

The actuator sleeve 68 has utility beyond the angular contact ball bearings B. In this regard, it may be used in another modified mounting M2 (Fig. 8) containing tapered roller bearings E that are mounted in  
25 opposition to each other. These bearings also have raceways that are oblique to the axis X and the rolling elements take the form of tapered rollers.

The mounting M, easily lends itself to adaptive control of the machining operation undertaken with the spindle S, and the same holds  
30 true for the mountings M1 and M2. In its most basic form adaptive control involves nothing more than monitoring the temperature of the two bearings B and perhaps the speed of the spindle S as well and varying

the setting for the bearings B to maintain a generally constant temperature. In this regard, when the bearings B are in preload, an increase in pressure behind the actuator sleeve 68 will increase the preload and cause the bearings B to run at a higher temperature. A  
5 change in setting does not produce an immediate change in temperature, so temperature readings must be spaced sufficiently in time from changes in the setting to enable the temperature of the mount M to stabilize. The speed at which the spindle S turns may be used to predict temperature at which the bearings B operate and can be used to  
10 anticipate temperature changes and accommodate them with appropriate pressure changes.

In a more sophisticated system of adaptive control (Fig. 9) additional operating conditions are monitored and control is exercised over additional conditions that affect the operation of the spindle S. The  
15 more sophisticated system of course controls the pressure of the hydraulic fluid at the port 100 and within the chamber behind the actuator sleeve 68. To this end, the hydraulic fluid is pressurized with an air-to-hydraulic booster 120 having an electronically controlled air regulator 122. The booster 120 may have a 60:1 ratio. The housing H  
20 behind the outer race 4 of each bearing B is fitted with a thermocouple 124. At its nose position N, the housing H is further provided with an accoustical microphone 126 that has the capacity to detect chatter or self-excited vibrations in the spindle S. In addition, at its nose position N the housing H has two displacement probes 128 located 90° apart, and  
25 these are arranged to measure radial movements of the spindle S. Finally, the housing H is fitted with a speed sensor 130 which monitors the angular velocity of the spindle S. The thermocouple 124, microphone 126, displacement probes 128 and speed sensor 130 generate signals that reflect the conditions which they monitor, and  
30 those signals are directed to a controller 132 that contains a microprocessor and memory.

Not only does the controller 132 operate the air regulator 122 on the air-to-hydraulic booster 120, but it also controls the amount of lubricating oil that is directed into the bearings B by the injectors 106 and the time when the oil is dispensed and also the flow of a coolant around the housing H.

In a typical operating cycle, the displacement probes 128, when the spindle S is initially set into operation, will detect radial displacement of the nose end of the spindle S owing to the end play under which the bearings B operate at that time. Once the bearings B enter preload, the probes 128 combine to monitor movement of the spindle S, and this is useful in determining if the spindle S has the proper preload. If too much movement exists, the controller 132 detects it and increases the pressure behind the actuator sleeve 68 to increase the preload in the bearings B.

The thermocouples 124 monitor the temperature of the bearings B, and the controller 132 in response to the temperatures sensed by the thermocouples 124 changes the pressure behind the actuator sleeve 68. Lowering the pressure will decrease the preload and lessen the temperature and vice versa. Also, the controller 132 may energize the injectors 106, causing them to inject more lubricant into the bearings B, and that will change the operating temperatures of the bearings B. Similarly, if the temperature of the bearings B becomes excessive, the controller 132 may direct cooling fluid to the housing H.

If the accoustical microphone 126 detects chatter, the controller 132 will change the preload in the bearings B. This has the effect of changing the resonant frequency of the spindle S which should eliminate the chatter.

Since the controller 132 collects data at different operating conditions, and stores that data, it can determine in advance the temperature a particular pressure setting and speed is likely to yield. If the speed of the spindle S is increased to that particular setting, the temperature of the bearings B will of course increase and that will

increase the preload in the bearings B. But the controller 132 has stored within its memory the condition that is likely to occur and can reduce the pressure behind the actuator sleeve 68 and the preload in the bearings B before the condition develops.

5           The concept of adaptive control may be extended to controlling the axial position of the spindle S. This requires another actuator sleeve 68 around the bearing B1 in the nose position N in addition to the sleeve 68 at the bearing B2 in the tail position T. It also requires an axial displacement sensor 134 somewhere along the spindle S, such as at the  
10           end face in the tail position T, to monitor the axial position of the spindle S with respect to the housing H. In order to displace the spindle S axially – although ever so slightly – in the housing H, the pressure behind the two actuator sleeves 68 are manipulated, generally such that the pressure behind the one sleeve 68 is increased and the presence  
15           behind the other sleeve 68 is decreased. For example, to project the spindle S further from the nose end of the housing H, the pressure behind the sleeve 68 for the bearing B2 in the tail position T is decreased, while the pressure behind the sleeve 68 for the bearing B1 in the nose position N is  
20           increased. Nevertheless, the pressure at both locations remains great enough to sustain stiffness and other characteristics desired. Of course, to retract the spindle S further into the nose end of the housing H, the pressure behind the bearing B1 is decreased and the pressure behind the bearing B2 is increased. The axial displacement probe 134  
25           produces signals that reflect the axial position of the spindle S, and the controller 132 reacts to those signals to maintain the spindle S in the desired axial position.

30           While the mountings M, M1 and M2 have primary utility in machine tools, they have applications elsewhere as well – generally, wherever one member rotates with respect to another member on bearings that will experience a change in setting with a change in temperature, load, or some other factor. And the setting controlled may

WO 02/21004

PCT/US01/26197

-18-

be preload, end play, or both. The bearings need not even carry thrust loads, inasmuch as the actuator sleeve 68 can control the setting in a cylindrical roller bearing or a purely radial ball bearing, in which event the setting controlled is in effect the internal clearance in the bearing.

- 5 The actuator sleeve 68 need not be confined to an outer race. On the contrary, it may be installed within an inner race to expand that race and thereby vary preload.

WO 02/21004

PCT/US01/26197

-19-

Claims:

1. An assembly comprising: a first member; a second member relative to which the first member rotates about an axis; a bearing located between the first and second members and including a raceway carried by the first member in a fixed position relative to the first member; a race carried by the second member and having a raceway presented toward the raceway on the first member, and rolling elements located between the raceway on the first member and the raceway on the race that is carried by the second member; and an actuator sleeve carried by the second member behind the race on the second member, the sleeve having its ends fixed in position on the second member, but being flexible intermediate its ends, the actuator sleeve together with the second member forming a chamber behind the sleeve for receiving a pressurizing fluid, whereby when the pressure in the chamber is elevated, the configuration of the race and its raceway changes; so that the setting of the bearing may be controlled by varying the pressure within the chamber.  
5
2. An assembly according to claim 1 wherein the second member has a circular surface behind the race that is carried by the second member, and the actuator sleeve is located along the circular surface and near its ends is sealed against the cylindrical surface.  
10
3. An assembly according to claim 2 wherein the bearing race has end faces, and the ends of the actuator sleeve are located beyond the end faces of the race.  
15
4. An assembly according to claim 3 wherein the actuator sleeve has inside grooves located near the end faces of the bearing race to render the sleeve more flexible near the ends of the race.  
20
5. An assembly according to claim 2 wherein an interference fit exists between the actuator sleeves near its ends and the second member.  
25
6. An assembly according to claim 5 wherein an interference fit exists between the race of the bearing and the actuator sleeve.  
30

WO 02/21004

PCT/US01/26197

-20-

7. An assembly according to claim 6 wherein the second member surrounds the first member and the first member rotates within the second member.

8. An assembly according to claim 2 wherein the raceways  
5 are oblique to the axis.

9. An assembly according to claim 3 and further comprising confining sleeves fixed in position on the second member and at their ends being tightly against the end faces of the bearing race, the confining sleeves, where they are against the end faces of the bearing  
10 race, having fingers which flex to accommodate contraction and expansion of the race.

10. An assembly comprising: a housing containing a fluid port; a spindle located within the housing; at least two bearings located between the housing and the spindle to enable the spindle to rotate  
15 within the housing about an axis, each bearing including an inner raceway carried by the spindle and an outer raceway carried by the housing and rolling elements located in a row between the inner and outer raceways, the raceways of each bearing being oblique to the axis so that the bearing will transmit radial loading and also thrust loading in  
20 the axial direction which seats the rolling elements against the raceways, the two bearings being mounted in opposition so that one takes thrust loading in one axial direction and the other takes thrust loading in the other axial direction, the outer raceway for one of the bearings being on a race that is located within the housing and has end faces; and an  
25 actuator sleeve located in the housing and fitted around the race, the actuator sleeve being flexible and having end regions where it is sealed against the housing and, between the end regions, having an intervening region which together with the housing creates a chamber that communicates with the port of the housing, whereby the actuator sleeve  
30 will flex with changes in pressure in the chamber and will change the configuration of the bearing race and the outer raceway on it, thus changing a condition of the bearings.

11. An assembly according to claim 10 wherein the actuator sleeve is sealed to the housing beyond the end faces of the bearing race; wherein the intervening region of the sleeve surrounds the race; and wherein the sleeve flexes in its intervening region.
- 5 12. An assembly according to claim 11 wherein the sleeve has inside grooves at the ends of its intervening region.
13. An assembly according to claim 12 wherein the inside grooves in the actuator sleeve open toward the housing and form part of the chamber that exists between the sleeve and the housing.
- 10 14. An assembly according to claim 13 wherein the housing has a surrounding surface against which the actuator sleeve is sealed and an interference fit exists between the end regions of the sleeve and the surrounding surface of the housing, even when the chamber is pressurized.
- 15 15. An assembly according to claim 14 wherein an interference fit exists between the intervening region of the actuator sleeve and the outer race of the bearing, even when the chamber is not pressurized.
16. An assembly according to claim 15 wherein the grooves in the actuator sleeve are located generally inwardly from the end faces of
- 20 the bearing race.
17. An assembly according to claim 16 wherein the end regions of the actuator sleeve have outside grooves which open toward the surrounding surface of the housing, and the outside grooves contain elastomeric seals which are compressed against the surrounding
- 25 surface of the housing.
18. An assembly according to claim 10 and further comprising confining sleeves located within the housing with the bearing race being between and confined axially by the confining sleeves, the ends of the confining sleeves being clamped against the end faces of the bearing
- 30 race, the confining sleeves at their ends where they bear against the race having fingers which flex and accommodate radial expansion and contraction of the race.

19. An assembly according to claim 10 and further comprising a fluid in the chamber; a regulator for varying the pressure of the fluid, whereby the setting of the bearings is altered; a sensor for detecting an operating condition of at least one of the bearings; and a controller  
5 connected to the sensor and regulator for operating the regulator in response to a condition detected by the sensor.

20. An assembly according to claim 19 wherein the sensor detects the temperature of said one bearing.

21. An assembly comprising: a housing containing first and  
10 second fluid ports; a spindle located within the housing; first and second bearings located between the housing and the spindle to enable the spindle to rotate within the housing about an axis, each bearing including an inner raceway carried by the spindle and an outer race carried by the housing and having an outer raceway presented toward the inner  
15 raceway and rolling elements located in a row between the inner and outer raceways, the raceways of each bearing being oblique to the axis so that the bearing will transmit radial loading and also thrust loading in the axial direction which seats the rolling elements against the raceways, the first and second bearings being mounted in opposition so that the  
20 first bearing takes thrust loading in one axial direction and the second bearing takes thrust loading in the other axial direction; a first actuator sleeve located in the housing and fitted around the outer race of the first bearing and a second actuator sleeve located in the housing and fitted around the outer race of second bearing, each the actuator sleeve being  
25 flexible and having end regions where it is sealed against the housing and, between the end regions, having an intervening region which together with the housing creates a chamber, the chamber behind the first sleeve communicating with the first port of the housing and the chamber behind the second sleeve communicating with the second port  
30 of the housing, whereby each actuator sleeve will flex with changes in pressure in the chamber behind it and will change the configuration of the bearing race it surrounds and the outer raceway on that race.

WO 02/21004

PCT/US01/26197

-23-

22. An assembly according to claim 21 and further comprising an axial displacement probe for monitoring the axial position of the spindle relative to the housing.

WO 02/21004

PCT/US01/26197

1/5

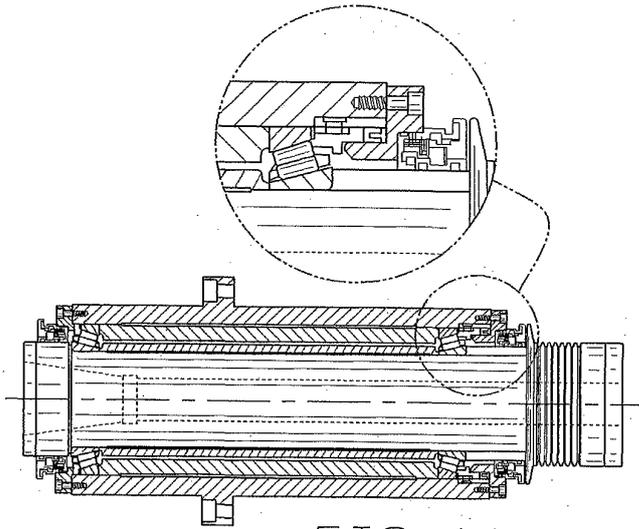


FIG. 1A  
PRIOR ART

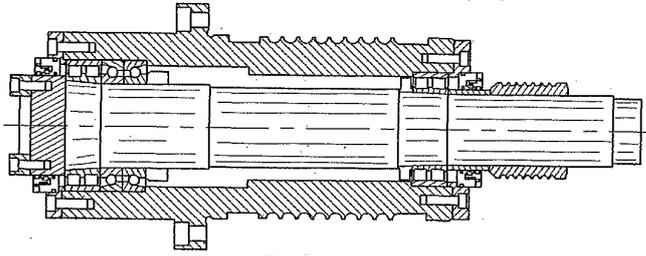


FIG. 1B  
PRIOR ART

WO 02/21004

2/5

PCT/US01/26197

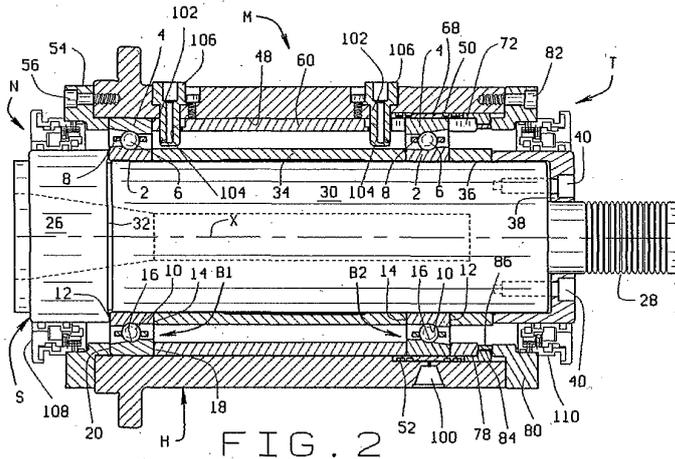


FIG. 2

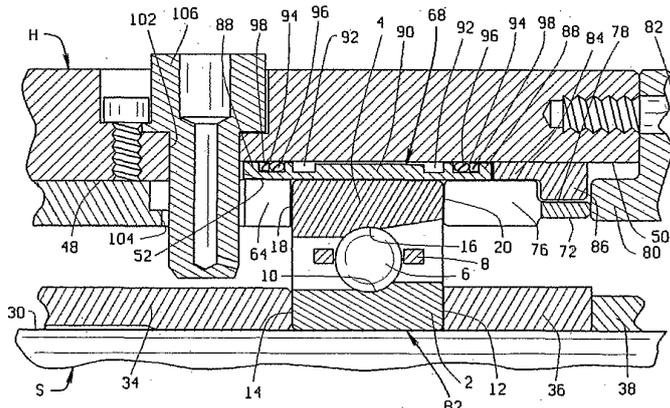


FIG. 3

WO 02/21004

PCT/US01/26197

3/5

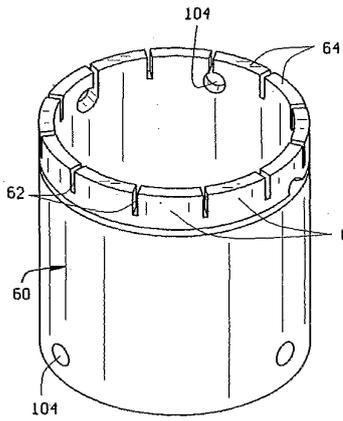


FIG. 4

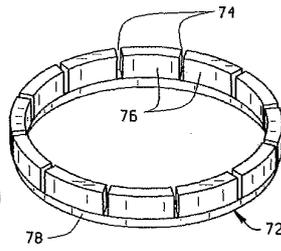


FIG. 5

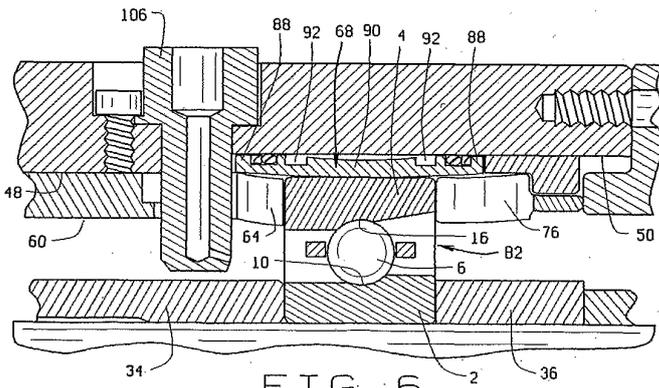


FIG. 6

WO 02/21004

PCT/US01/26197

4/5

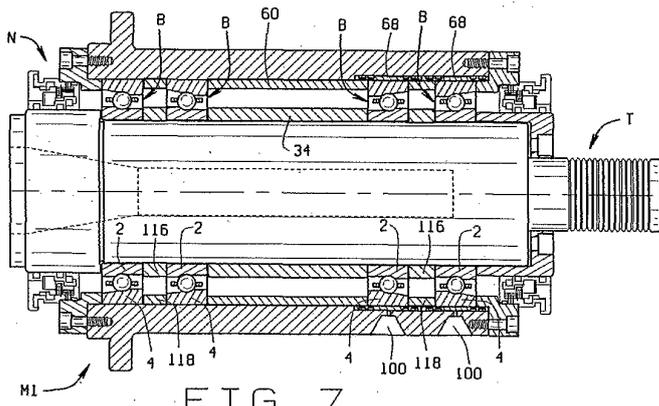


FIG. 7

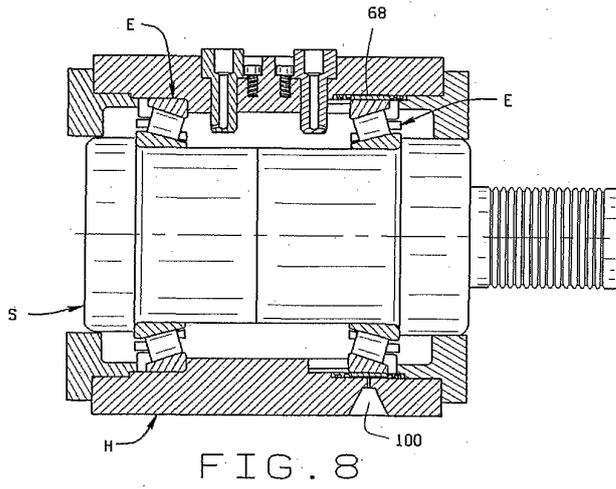


FIG. 8

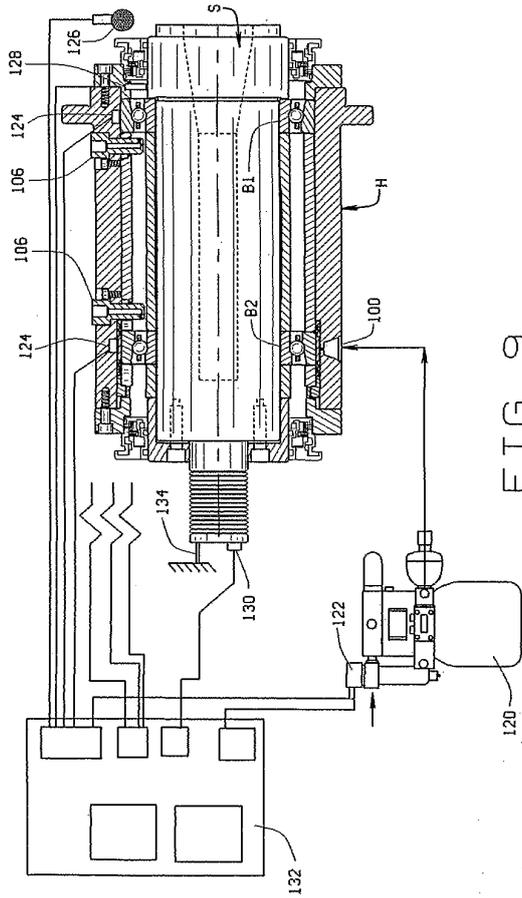


FIG. 9

【国際公開パンフレット(コレクトバージョン)】

(12) INTERNATIONAL APPLICATION PUBLISHED UNDER THE PATENT COOPERATION TREATY (PCT)

(19) World Intellectual Property Organization  
International Bureau



(43) International Publication Date  
14 March 2002 (14.03.2002)

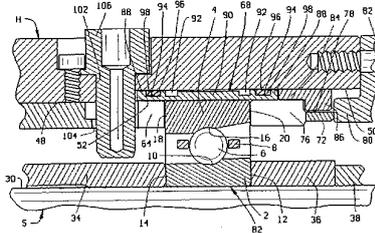
PCT

(10) International Publication Number  
WO 02/21004 A3

- (51) International Patent Classification: F16C 25/06
- (21) International Application Number: PCT/US01/26197
- (22) International Filing Date: 21 August 2001 (21.08.2001)
- (25) Filing Language: English
- (26) Publication Language: English
- (30) Priority Data: 09/653,590 1 September 2000 (01.09.2000) US
- (71) Applicant: THE TIMKEN COMPANY [US/US]; 1835 Dueber Avenue, S.W., Canton, OH 44706-0930 (US)
- (72) Inventors: HARBOTTLE, William, E.; 2100 South Ocean Lane, Ft. Lauderdale, FL 33316 (US); TSUNEYOSHI, Tadao; 8536 MacThomas Avenue, N.W., North Canton, OH 44720 (US)
- (74) Agent: BOESCHENSTEIN, Edward, A.; Polster, Lieder, Woodruff & Luechessi, L.C., 763 South New Ballas Road, St. Louis, MO 63141 (US)
- (81) Designated States (national): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NO, NZ, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG, SI, SK, SL, TJ, TM, TR, TT, TZ, UA, UG, UZ, VN, YU, ZA, ZW.
- (84) Designated States (regional): ARIPO patent (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZW), Eurasian patent (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), European patent (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, TR), OAPI patent (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).
- Published: with international search report
- (88) Date of publication of the international search report: 30 May 2002



(54) Title: BEARING WITH ADJUSTABLE SETTING



(57) Abstract: A spindle (5) rotates within a housing (H) on at least two antifriction bearings (B,E) which have raceways (10, 16) that are inclined to the axis (X) of the bearing and are otherwise configured to transfer thrust loading as well as radial loading. The bearings are mounted in opposition. One of the bearings has a race (4) which fits into an actuator sleeve (68) with an interference fit, and the actuator sleeve, in turn, is fitted into the housing, it having end regions (88) that are located beyond the ends of the bearing. Here the sleeve is fitted to the housing with an interference fit and is further sealed to the housing. The actuator sleeve also has an intervening region (90) between its two end regions, and here the actuator sleeve is located around the race. On its opposite face the actuator sleeve forms a chamber with the housing. When the chamber is pressurized, the intervening region of the sleeve flexes inwardly and contracts the race, thus altering the setting of the two bearings. Yet the end regions of the sleeve remain against the housing and the axis of rotation remains rigid. A control system monitors conditions, such as temperature, within the housing, and varies the pressure in the chamber behind the actuator sleeve, so that the setting in the bearings best accommodates the conditions under which the spindle operates.

WO 02/21004 A3

## 【国際調査報告】

INTERNATIONAL SEARCH REPORT		International Application No. PCT/US 01/26197
A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER IPC 7 F16C25/06		
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
B. FIELDS SEARCHED Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) IPC 7 F16C B23Q		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used) WPI Data, EPO-Internal		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	GB 1 604 879 A (RANSOME HOFFMANN POLLARD) 16 December 1981 (1981-12-16) the whole document	1,3-8, 10,21
A	DE 12 92 452 B (COMPAGNIE FRANCAISE THOMSON HOUSTON-HOTKISS BRANDT) the whole document	2,17
A	US 3 664 718 A (UHTENWOLDT HERBERT R) 23 May 1972 (1972-05-23) column 2, line 20 -column 3, line 33; figures 1,2	1
<input type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of box C. <input checked="" type="checkbox"/> Patent family members are listed in annex.		
* Special categories of cited documents : *A* document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance *E* earlier document but published on or after the international filing date *L* document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified) *O* document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means *P* document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed *T* later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention *X* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone *Y* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art *Z* document member of the same patent family		
Date of the actual completion of the international search 1 March 2002		Date of mailing of the international search report 12/03/2002
Name and mailing address of the ISA European Patent Office, P. B. 5316 Patentlaan 2 NL - 2260 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 940-2040; Tx. 31 651 epo nl, Fax. (+31-70) 940-3016		Authorized officer Hoffmann, M

Form PCT/ISA/210 (second sheet) (July 1992)

**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**

Information on patent family members

International Application No  
PCT/US 01/26197

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
GB 1604879	A	16-12-1981	NONE
DE 1292452	B		NONE
US 3664718	A	23-05-1972	NONE

From PCT/ISA/210 (patent family annex) (July 1992)

## フロントページの続き

(81)指定国 AP(GH,GM,KE,LS,MW,MZ,SD,SL,SZ,TZ,UG,ZW),EA(AM,AZ,BY,KG,KZ,MD,RU,TJ,TM),EP(AT,BE,CH,CY,DE,DK,ES,FI,FR,GB,GR,IE,IT,LU,MC,NL,PT,SE,TR),OA(BF,BJ,CF,CG,CI,CM,GA,GN,GQ,GW,ML,MR,NE,SN,TD,TG),AE,AG,AL,AM,AT,AU,AZ,BA,BB,BG,BR,BY,BZ,CA,CH,CN,CO,CR,CU,CZ,DE,DK,DM,DZ,EC,EE,ES,FI,GB,GD,GE,GH,GM,HR,HU,ID,IL,IN,IS,JP,KE,KG,KP,KR,KZ,LC,LK,LR,LS,LT,LU,LV,MA,MD,MG,MK,MN,MW,MX,MZ,NO,NZ,PL,PT,RO,RU,SD,SE,SG,SI,SK,SL,TJ,TM,TR,TT,TZ,UA,UG,UZ,VN,YU,ZA,ZW

(72)発明者 ハルボトル, ウイリアム, イー.

アメリカ合衆国, 3 3 3 1 6 フロリダ州, エフティ. ラウダーデイル, サウス オーシャン レイン 2 1 0 0

(72)発明者 ツネヨシ, タダオ

アメリカ合衆国, 4 4 7 2 0 オハイオ州, ノース キントン, エヌ. ダブリュ., マックトーマス アヴェニュー 8 5 3 6

Fターム(参考) 3J012 AB03 BB01 CB05 DB13 FB10 FB12 HB02

## 【要約の続き】

抗したままであり、また回転軸は固定されたままである。制御装置は、ハウジング内の温度等の状態を監視し、軸受の設定が、スピンドルが作動する状態に最も良く適応するように、アクチュエータ・スリーブの背後のチャンバ内の圧力を変化させる。