

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第4051523号
(P4051523)

(45) 発行日 平成20年2月27日 (2008. 2. 27)

(24) 登録日 平成19年12月14日 (2007. 12. 14)

(51) Int. Cl.

F 1

F 1 6 C 27/08 (2006. 01)

F 1 6 C 27/08

F 1 6 C 19/30 (2006. 01)

F 1 6 C 19/30

F 1 6 C 25/08 (2006. 01)

F 1 6 C 25/08

Z

請求項の数 4 (全 13 頁)

(21) 出願番号 特願2000-275785 (P2000-275785)
 (22) 出願日 平成12年9月12日 (2000. 9. 12)
 (65) 公開番号 特開2002-89554 (P2002-89554A)
 (43) 公開日 平成14年3月27日 (2002. 3. 27)
 審査請求日 平成17年1月17日 (2005. 1. 17)

(73) 特許権者 000004204
 日本精工株式会社
 東京都品川区大崎1丁目6番3号
 (74) 代理人 100107272
 弁理士 田村 敬二郎
 (74) 代理人 100109140
 弁理士 小林 研一
 (72) 発明者 湯川 謹次
 神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号
 日本精工株式会社内

審査官 谿花 正由輝

(56) 参考文献 実開昭63-087316 (JP, U)
 特開昭47-039841 (JP, A)
 最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 二段スラスト軸受装置及び多段スラスト軸受装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

軸とハウジングとの間に配置される二段スラスト軸受装置において、前記軸に取り付けられる2つの内輪と、前記ハウジングに取り付けられる2つの外輪と、前記内輪と、これに隣接する前記外輪との間に各々配置される転動体と、前記2つの内輪間に配置される内輪間座と、前記2つの外輪間に配置される外輪間座と、を有し、

前記内輪間座及び前記外輪間座は円筒状であって、その肉厚は互いに等しく且つ各々軸線方向にわたって一様であり、

前記外輪間座の周面に、周方向に間隔をあけて、前記外輪間座の剛性を調整する調整手段及び機構としての穴を形成し、

内輪間座の軸方向の圧縮剛性 K_i と、外輪間座の軸方向の圧縮剛性 K_o との間に、以下の関係が成立する二段スラスト軸受装置。

$$0.76 \times K_i < K_o < 1.24 \times K_i \quad (11)$$

【請求項2】

軸とハウジングとの間に配置される多段スラスト軸受装置において、前記軸に取り付けられる3つ以上の内輪と、前記ハウジングに取り付けられる3つ以上の外輪と、前記内輪と、これに隣接する前記外輪との間に各々配置される転動体と、前記3つ以上の内輪間に配置される複数の内輪間座と、前記3つ以上の外輪間に配置される複数の外輪間座と、を有し、

前記複数の内輪間座が互いに異なる荷重を受けたとき、大きな荷重を受ける内輪間座に

対し、小さな荷重を受ける内輪間座が、前記小さな荷重に比例した半径方向断面積を有する場合よりも大きい半径方向断面積を有しながらも、前記内輪間座において発生する変形量を均等化する側に近づける構造とし、

前記内輪間座は円筒状であって、その厚さは軸線方向において一様であり、

前記構造は、前記内輪間座の剛性を調整する調整手段及び機構として、前記小さな荷重を受ける内輪間座の周面に、周方向に間隔をあけて形成された穴と、前記大きな荷重を受ける内輪間座の周面に、周方向に間隔をあけて形成された穴とを備え、

1 段目の内輪間座の軸方向の圧縮剛性 K_{i1} に対して、 n 段目の内輪間座の軸方向の圧縮剛性 K_{in} との間、及び n 段目の外輪間座の軸方向の圧縮剛性 $K_{o(z+1-n)}$ との間に、以下の関係が成立する多段スラスト軸受装置。

$$0.76 \times Cn \times K_{i1} < K_{in} < 1.24 \times Cn \times K_{i1} \quad (4)$$

$$0.76 \times Cn \times K_{i1} < K_{o(z+1-n)} < 1.24 \times Cn \times K_{i1} \quad (5)$$

ここで、 $Cn = (Z + 1 - n) / Z$ であり、 Z は間座の段数である。

【請求項 3】

軸とハウジングとの間に配置される多段スラスト軸受装置において、前記軸に取り付けられる 3 つ以上の内輪と、前記ハウジングに取り付けられる 3 つ以上の外輪と、前記内輪と、これに隣接する前記外輪との間に各々配置される転動体と、前記 3 つ以上の内輪間に配置される複数の内輪間座と、前記 3 つ以上の外輪間に配置される複数の外輪間座と、を有し、

前記複数の外輪間座が互いに異なる荷重を受けたとき、大きな荷重を受ける外輪間座に対し、小さな荷重を受ける外輪間座が、前記小さな荷重に比例した半径方向断面積を有する場合よりも大きい半径方向断面積を有しながらも、前記外輪間座において発生する変形量を均等化する側に近づける構造とし、

前記外輪間座は円筒状であって、その厚さは軸線方向において一様であり、

前記構造は、前記外輪間座の剛性を調整する調整手段及び機構として、前記小さな荷重を受ける外輪間座の周面に、周方向に間隔をあけて形成された穴と、前記大きな荷重を受ける外輪間座の周面に、周方向に間隔をあけて形成された穴とを備え、

1 段目の内輪間座の軸方向の圧縮剛性 K_{i1} に対して、 n 段目の内輪間座の軸方向の圧縮剛性 K_{in} との間、及び n 段目の外輪間座の軸方向の圧縮剛性 $K_{o(z+1-n)}$ との間に、以下の関係が成立する多段スラスト軸受装置。

$$0.76 \times Cn \times K_{i1} < K_{in} < 1.24 \times Cn \times K_{i1} \quad (4)$$

$$0.76 \times Cn \times K_{i1} < K_{o(z+1-n)} < 1.24 \times Cn \times K_{i1} \quad (5)$$

ここで、 $Cn = (Z + 1 - n) / Z$ であり、 Z は間座の段数である。

【請求項 4】

前記穴は、前記外輪及び前記内輪の軸線方向厚さよりも軸線方向寸法が大きい請求項 1 乃至 3 のいずれかに記載の多段スラスト軸受装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、大きなスラスト力を受けることができる多段スラスト軸受に関する。

【0002】

【従来の技術】

スラスト方向に大きな力を受ける回転軸を支持する場合、一般的にスラスト軸受が用いられる。かかるスラスト軸受は、回転軸側に設けられたフランジ状の内輪と、ハウジング側に設けられたフランジ状の外輪との間にころを挟持して、スラスト方向の力を受けるようになっている。

【0003】

ところで、スラスト方向の力が大きくなるに従って、ころと内外輪間に生じる面圧が高くなり、スラスト軸受の寿命が短くなるという問題がある。ころと内外輪間に生じる面圧を低くするためには、各ころが負担する荷重を減少させることが考えられるが、そのため

には、ころの数を増大させなくてはならない。ところが、ころの数を増大させると、ころのピッチ円径が大きくなって、内外輪の径が増大するため、スラスト軸受が径方向に大型化するという問題が生じる。

【 0 0 0 4 】

このような問題に対し、軸線方向に沿って、各々ころを挟持する複数段の内外輪を設けた多段スラスト軸受が開発されている。かかる多段スラスト軸受によれば、各段の内外輪に挟持されるころにより、スラスト力を分散して受けることができるため、通常のスラスト軸受と比較すると、外径が小さいにもかかわらず、大きなスラスト力を受けることができ、また同一のスラスト力を受けるとすれば、通常のスラスト軸受の場合よりも内外輪ところとの間に生じる面圧が低くなるため、より長寿命化が期待できる。

10

【 0 0 0 5 】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、従来技術の多段スラスト軸受装置には、以下に述べるような問題がある。かかる問題を図面を参照して説明する。

【 0 0 0 6 】

図 4 は、従来技術における 2 段スラスト装置の一部を示す断面図である。図 4 において、図 4 において、回転軸 1 1 とハウジング 1 3 との間に、内輪 1、2 と、外輪 3、4 と、これらにそれぞれ挟持される複列のころ 5、6；7、8 とを有する多段スラスト軸受が配置されている。

20

【 0 0 0 7 】

より具体的には、回転軸 1 1 の段部 1 1 a に内周側を当接するようにして、回転軸 1 1 の外周に円盤状の内輪 1 が取り付けられている。内輪 1 の下方における、回転軸 1 1 の外周には、薄肉円筒状の内輪間座 9 が配置され、その下方には内輪 2 が配置されている。

【 0 0 0 8 】

一方、ハウジング 1 3 の段部 1 3 a に外周側を当接するようにして、ハウジング 1 3 の円筒状内壁 1 3 b には円盤状の外輪 4 が取り付けられている。内輪 4 の上方における、円筒状内壁 1 3 b には、薄肉円筒状の外輪間座 1 0 が配置され、その上方には内輪 3 が配置されている。

【 0 0 0 9 】

内輪 1 と外輪 3 との間には、転動体としてのころ 5、6 が挟持され、内輪 2 と外輪 4 との間には、転動体としてのころ 7、8 が挟持されている。

30

【 0 0 1 0 】

ここで、内輪間座 9 及び外輪間座 1 0 は、スラスト力を受けると軸方向に圧縮変形する。軸方向の変形量は、内輪間座 9 及び外輪間座 1 0 にかかるスラスト力や、内輪間座 9 及び外輪間座 1 0 の形状によって変ってくるが、それぞれの軸方向の変形量が等しくないと、各段のころ荷重が不均一となり、非常に大きなころ荷重が負荷されたり、それとは逆に小さなころ荷重しか負荷されないなどの荷重の不均一が発生し、それにより軸受装置全体としての寿命が短くなるという問題がある。そのため、一般的には、間座 9、1 0 の肉厚を、図 4 において、半分になるよう変更し、内輪間座 9 と外輪間座 1 0 にかかるスラスト力に対して軸方向の剛性を等しくし、軸方向の変形量が等しくなるようにするという手法を採用している。

40

【 0 0 1 1 】

しかし、間座 9、1 0 の肉厚を変えるという手法では、図 4 に示す如く内輪側で厚い間座 9 が必要となる。間座 9 が厚くなると、その分ころ長さが短くなることになり定格荷重が小さくなってしまふ。更に、4 段の多段スラスト軸受を示す図 5 から明らかなように、段数が増えればより異なった肉厚の間座 9、9'、9''：1 0、1 0'、1 0'' が必要となり、その影響は顕著となる。

【 0 0 1 2 】

そこで、本発明は、かかる従来技術の問題点に鑑み、ころ荷重の不均一化を防止しながらも、軸方向の変形量を均一化させることが可能な間座を備えた多段スラスト軸受装置を提

50

供することを目的とする。

【 0 0 1 3 】

【課題を解決するための手段】

上述の目的を達成するために、第 1 の本発明の二段スラスト軸受装置は、軸とハウジングとの間に配置される二段スラスト軸受装置において、前記軸に取り付けられる 2 つの内輪と、前記ハウジングに取り付けられる 2 つの外輪と、前記内輪と、これに隣接する前記外輪との間に各々配置される転動体と、前記 2 つの内輪間に配置される内輪間座と、前記 2 つの外輪間に配置される外輪間座と、を有し、

前記内輪間座及び前記外輪間座は円筒状であって、その肉厚は互いに等しく且つ各々軸線方向にわたって一様であり、

前記外輪間座の周面に、周方向に間隔をあけて、前記外輪間座の剛性を調整する調整手段及び機構としての穴を形成し、

内輪間座の軸方向の圧縮剛性 K_i と、外輪間座の軸方向の圧縮剛性 K_o との間に、以下の関係が成立するようにしている。

$$0.76 \times K_i < K_o < 1.24 \times K_i \quad (11)$$

【 0 0 1 4 】

第 2 の本発明の多段スラスト軸受装置は、軸とハウジングとの間に配置される多段スラスト軸受装置において、前記軸に取り付けられる 3 つ以上の内輪と、前記ハウジングに取り付けられる 3 つ以上の外輪と、前記内輪と、これに隣接する前記外輪との間に各々配置される転動体と、前記 3 つ以上の内輪間に配置される複数の内輪間座と、前記 3 つ以上の外輪間に配置される複数の外輪間座と、を有し、

前記複数の内輪間座が互いに異なる荷重を受けたとき、大きな荷重を受ける内輪間座に対し、小さな荷重を受ける内輪間座が、前記小さな荷重に比例した半径方向断面積を有する場合よりも大きい半径方向断面積を有しながらも、前記内輪間座において発生する変形量を均等化する側に近づく構造とし、

前記内輪間座は円筒状であって、その厚さは軸線方向において一様であり、

前記構造は、前記内輪間座の剛性を調整する調整手段及び機構として、前記小さな荷重を受ける内輪間座の周面に、周方向に間隔をあけて形成された穴と、前記大きな荷重を受ける内輪間座の周面に、周方向に間隔をあけて形成された穴とを備え、

1 段目の内輪間座の軸方向の圧縮剛性 K_{i1} に対して、 n 段目の内輪間座の軸方向の圧縮剛性 K_{in} との間、及び n 段目の外輪間座の軸方向の圧縮剛性 $K_{o(z+1-n)}$ との間に、以下の関係が成立するようにしている。

$$0.76 \times C_n \times K_{i1} < K_{in} < 1.24 \times C_n \times K_{i1} \quad (4)$$

$$0.76 \times C_n \times K_{i1} < K_{o(z+1-n)} < 1.24 \times C_n \times K_{i1} \quad (5)$$

ここで、 $C_n = (Z + 1 - n) / Z$ であり、 Z は間座の段数である。

第 3 の本発明の多段スラスト軸受装置は、軸とハウジングとの間に配置される多段スラスト軸受装置において、前記軸に取り付けられる 3 つ以上の内輪と、前記ハウジングに取り付けられる 3 つ以上の外輪と、前記内輪と、これに隣接する前記外輪との間に各々配置される転動体と、前記 3 つ以上の内輪間に配置される複数の内輪間座と、前記 3 つ以上の外輪間に配置される複数の外輪間座と、を有し、

前記複数の外輪間座が互いに異なる荷重を受けたとき、大きな荷重を受ける外輪間座に対し、小さな荷重を受ける外輪間座が、前記小さな荷重に比例した半径方向断面積を有する場合よりも大きい半径方向断面積を有しながらも、前記外輪間座において発生する変形量を均等化する側に近づく構造とし、

前記外輪間座は円筒状であって、その厚さは軸線方向において一様であり、

前記構造は、前記外輪間座の剛性を調整する調整手段及び機構として、前記小さな荷重を受ける外輪間座の周面に、周方向に間隔をあけて形成された穴と、前記大きな荷重を受ける外輪間座の周面に、周方向に間隔をあけて形成された穴とを備え、

1 段目の内輪間座の軸方向の圧縮剛性 K_{i1} に対して、 n 段目の内輪間座の軸方向の圧縮剛性 K_{in} との間、及び n 段目の外輪間座の軸方向の圧縮剛性 $K_{o(z+1-n)}$ との間に、以下の

10

20

30

40

50

関係が成立するようにしている。

$$0.76 \times Cn \times K_{i1} < K_{in} < 1.24 \times Cn \times K_{i1} \quad (4)$$

$$0.76 \times Cn \times K_{i1} < K_{o(z+1-n)} < 1.24 \times Cn \times K_{i1} \quad (5)$$

ここで、 $Cn = (Z + 1 - n) / Z$ であり、 Z は間座の段数である。

【0015】

【作用】

第1の本発明の二段スラスト軸受装置によれば、軸とハウジングとの間に配置される二段スラスト軸受装置において、前記軸に取り付けられる2つの内輪と、前記ハウジングに取り付けられる2つの外輪と、前記内輪と、これに隣接する前記外輪との間に各々配置される転動体と、前記2つの内輪間に配置される内輪間座と、前記2つの外輪間に配置される外輪間座と、を有し、前記内輪間座及び前記外輪間座は円筒状であって、その肉厚は互いに等しく且つ各々軸線方向にわたって一様であり、前記外輪間座の周面に、周方向に間隔をあけて、前記外輪間座の剛性を調整する調整手段及び機構としての穴を形成し、内輪間座の軸方向の圧縮剛性 K_i と、外輪間座の軸方向の圧縮剛性 K_o との間に、(11)式が成立するようにしているので、例えば内輪間座及び各外輪間座の肉厚をほぼ同一としても、各間座の軸方向変形量を一定とすることが出来、またそれにより段に関わらず前記転動体の長さを一定にすることによってそれが受ける荷重を均等化させることができる。

【0016】

第2の本発明の多段スラスト軸受装置によれば、軸とハウジングとの間に配置される多段スラスト軸受装置において、前記軸に取り付けられる3つ以上の内輪と、前記ハウジングに取り付けられる3つ以上の外輪と、前記内輪と、これに隣接する前記外輪との間に各々配置される転動体と、前記3つ以上の内輪間に配置される複数の内輪間座と、前記3つ以上の外輪間に配置される複数の外輪間座と、を有し、前記複数の内輪間座が互いに異なる荷重を受けたとき、大きな荷重を受ける内輪間座に対し、小さな荷重を受ける内輪間座が、前記小さな荷重に比例した半径方向断面積を有する場合よりも大きい半径方向断面積を有しながらも、前記内輪間座において発生する変形量を均等化する側に近づける構造とし、前記構造は、前記内輪間座の剛性を調整する調整手段及び機構として、前記小さな荷重を受ける内輪間座の周面に、周方向に間隔をあけて形成された穴と、前記大きな荷重を受ける内輪間座の周面に、周方向に間隔をあけて形成された穴とを備え、1段目の内輪間座の軸方向の圧縮剛性 K_{i1} に対して、n段目の内輪間座の軸方向の圧縮剛性 K_{in} との間、及びn段目の外輪間座の軸方向の圧縮剛性 $K_{o(z+1-n)}$ との間に、(4)、(5)式が成立するようにしているので、例えば内輪間座の肉厚をほぼ同一としても、各内輪間座の軸方向変形量を一定とすることが出来、またそれにより段に関わらず前記転動体の長さを一定にすることによってそれが受ける荷重を均等化させることができる。

第3の本発明の多段スラスト軸受装置によれば、軸とハウジングとの間に配置される多段スラスト軸受装置において、前記軸に取り付けられる3つ以上の内輪と、前記ハウジングに取り付けられる3つ以上の外輪と、前記内輪と、これに隣接する前記外輪との間に各々配置される転動体と、前記3つ以上の内輪間に配置される複数の内輪間座と、前記3つ以上の外輪間に配置される複数の外輪間座と、を有し、前記複数の外輪間座が互いに異なる荷重を受けたとき、大きな荷重を受ける外輪間座に対し、小さな荷重を受ける外輪間座が、前記小さな荷重に比例した半径方向断面積を有する場合よりも大きい半径方向断面積を有しながらも、前記外輪間座において発生する変形量を均等化する側に近づける構造とし、前記外輪間座は円筒状であって、その厚さは軸線方向において一様であり、前記構造は、前記外輪間座の剛性を調整する調整手段及び機構として、前記小さな荷重を受ける外輪間座の周面に、周方向に間隔をあけて形成された穴と、前記大きな荷重を受ける外輪間座の周面に、周方向に間隔をあけて形成された穴とを備え、1段目の内輪間座の軸方向の圧縮剛性 K_{i1} に対して、n段目の内輪間座の軸方向の圧縮剛性 K_{in} との間、及びn段目の外輪間座の軸方向の圧縮剛性 $K_{o(z+1-n)}$ との間に、(4)、(5)式が成立するようにしているので、例えば外輪間座の肉厚をほぼ同一としても、各内輪間座の軸方向変形量を一定とすることが出来、またそれにより段に関わらず前記転動体の長さを一定にすること

10

20

30

40

50

よってそれが受ける荷重を均等化させることができる。

【 0 0 1 7 】

前記調整手段および機構を備えた構造は、前記内輪間座もしくは前記外輪間座の周面に形成された穴を含む。

【 0 0 1 8 】

ここで、前記内輪間座または前記外輪間座の周面に穴がある場合と、無い場合の荷重を受けた時の軸方向の剛性の比を c とし、穴の形状と c の関係を考える。説明を簡略化するため、穴の形状を矩形とし、軸方向長さを a 、円周方向長さを b 、穴の数を n とする。穴の無い場合の軸方向の変位を 1 とすると、以下の式が成立する。

$$1 = (L \times F) / (\pi \times d \times t \times E) \quad (1)$$

10

ただし、

L : 間座の軸方向長さ

F : 間座が受ける軸方向の荷重

d : 間座の板厚の中心位置の直径 [(間座の内径 + 間座の外径) / 2] となる。

E : 間座の材料のヤング率

【 0 0 1 9 】

一方、穴が有る場合の軸方向の変位を 2 とおくと、以下の式が成立する。

$$2 = [(L - a) \times F] / (\pi \times d \times t \times E) + (a \times F) / [(\pi \times d - b \times n) \times t \times E] \quad (2)$$

ここで、 $A = a / L$ 、 $B = b \times n / (\pi \times d)$ とおけば、穴がある場合とない場合との変位の比は、

20

$$c = 1 / 2 = (1 - B) / [(1 - A)(1 - B) + A] \quad (3)$$

となる。従って、穴がない間座の剛性を K 、穴がある間座の剛性を K' とすると、

$K' = c K$ となる。以上の場合、穴の形状を矩形状としたが、円形の穴の場合には、穴の半径を R としたときに、 $A = (2 R^2) / B L$ 、 $B = 2 R \times n / (\pi \times d)$ を上式 (3) に適用することにより、近似的に穴有り無しの場合における剛性比を求めることができる。尚、矩形や円形以外の穴において、より正確に c の値を求める場合、有限要素法を使用するとよい。更に、アムスラー荷重試験機で荷重をかけて、そのときの変位比 c を実験的に求めることもできる。変位比 c に関して、計算と実験結果とで値が異なるときは、実験結果を用いるのが実用的である。

30

【 0 0 2 0 】

又、1 段目の内輪間座の軸方向の圧縮剛性 K_{i1} に対して、 n 段目の内輪間座の軸方向の圧縮剛性 K_{in} との間、及び n 段目の外輪間座の軸方向の圧縮剛性 $K_{o(z+1-n)}$ との間に、以下の関係が成立することが好ましい。

$$0.76 \times C_n \times K_{i1} < K_{in} < 1.24 \times C_n \times K_{i1} \quad (4)$$

$$0.76 \times C_n \times K_{i1} < K_{o(z+1-n)} < 1.24 \times C_n \times K_{i1} \quad (5)$$

ここで、 $C_n = (Z + 1 - n) / Z$ であり、 Z は間座の段数である。

【 0 0 2 1 】

なお、外輪間座の肉厚と、内輪間座の肉厚とが等しいときに、式 (4)、(5) が満たされるようにすると好ましく、外輪間座及び内輪間座が複数ある場合、すべての間座の肉厚が等しいときに、式 (4)、(5) が満たされるようにすると好ましい。

40

【 0 0 2 2 】

【 発明の実施の形態 】

以下、図面を参照して本発明の実施の形態について詳細に説明する。

図 1 は、本発明にかかる実施の形態による多段スラスト軸受の軸方向断面図である。図 1 において、回転軸 11 とハウジング 13 との間に、内輪 1, 2 と、外輪 3, 4 と、これらにそれぞれ挟持される複列のころ 5, 6, 7, 8 とを有する多段スラスト軸受が配置されている。

【 0 0 2 3 】

より具体的には、回転軸 11 の段部 11a に内周側を当接するようにして、回転軸 11 の

50

外周に円盤状の内輪 1 が取り付けられている。内輪 1 の下方における、回転軸 11 の外周には、薄肉円筒状の内輪間座 9 が配置され、その下方には内輪 2 が配置されている。

【 0 0 2 4 】

一方、ハウジング 13 の段部 13 a に外周側に当接するようにして、ハウジング 13 の円筒状内壁 13 b には円筒状の外輪 4 が取り付けられている。外輪 4 の上方における、円筒状内壁 13 b には、薄肉円筒状の外輪間座 10 が配置され、その上方には外輪 3 が配置されている。内輪 1 と外輪 3 との間には、転動体としてのころ 5, 6 が挟持され、内輪 2 と外輪 4 の間には、転動体としてのころ 7, 8 が挟持されている。

【 0 0 2 5 】

本実施の形態においては、荷重の不均一化を抑止するために、内輪間座 9 の厚み t_{in} と外輪間座 10 との厚み t_{on} を等しくしている。それだけでは、内輪間座 9 と外輪間座 10 の圧縮変形量が異なるので、その分外輪間座 10 の剛性を低くするよう調整している。外輪間座 10 の剛性を低くするための手法としては、素材を変えることなどもあるが、本実施の形態においては、調整手段および機構を備えた構造として図 2 に示すように外輪間座 10 に矩形状の穴 10 a を周方向に等間隔に空けている。ここで、外輪間座 10 の剛性をいかに低くさせれば最適な寿命が得られるかという問題がある。これを以下に説明する。

【 0 0 2 6 】

本実施の形態の多段スラスト軸受装置は、以下の仕様を有する。

内輪内径：400 mm

外輪外径：800 mm

間座板厚：12 mm

内輪間座軸方向長さ：110 mm

外輪間座軸方向長さ：110 mm

1 段目ころ数：40 個

2 段目ころ数：40 個

1 段目ころ有効長さ：66 mm

2 段目ころ有効長さ：66 mm

定格荷重 C_a ：1000000 N

P / C_a ：0.1

スラスト荷重：1000000 N

【 0 0 2 7 】

内輪間座 9 の軸方向長さ L_i 、外輪間座 10 の軸方向長さ L_o 、内輪間座 9 の板厚の中心位置の直径 d_i 、外輪間座 10 の板厚の中心位置の直径 d_o 、内輪間座 9 の材料のヤング率を E_i 、外輪間座 10 の材料のヤング率を E_o 、内輪間座 9 の厚さ t_i 、外輪間座 10 の厚さ t_o 、内輪間座 9 の軸方向の剛性 K_i 、穴が空いていない場合の外輪間座 10 の軸方向の剛性を K_o 、穴が空いている場合の外輪間座 10 の軸方向の圧縮剛性を K_o' とすると、以下の式が成立する。

$$K_o' = c \times K_o \quad (6)$$

$$K_i = \{ (d_i / d_o) \times (E_i / E_o) \times (L_o / L_i) \} \times K_o \quad (7)$$

で表せる。

【 0 0 2 8 】

剛性比 c をパラメータに、1 段目の転動体荷重 Q_1 と 2 段目の転動体荷重 Q_2 の比 Q_1 / Q_2 を求めると、 c と Q_1 / Q_2 の関係は図 6 のようになる。 $c = 0.5$ で $Q_1 = Q_2$ 、すなわち両方の転動体荷重が等しくなる。 c が 0.5 以上では 1 段目の転動体荷重が大きく、逆に 0.5 以下では 2 段目の転動体荷重が大きくなる。

【 0 0 2 9 】

更に、転動体荷重 Q_1 、 Q_2 をもとに、Lundberg - Palmgren の寿命計算理論を適用して、計算寿命を求めることができる（例えば、「転がり軸受・ころ軸受の動的負荷容量」岡本純三著、正文社、平成 2 年、第 2 刷）。ここで、転がり軸受の寿命 L は以下の式で表わされる。

$$L = (C / P)^P \quad (8)$$

【0030】

多段スラスト軸受では複数列のころがあるので、個々の列がそれぞれの軸受寿命特性を有し、その複数の軸受の組み合わせで軸受寿命が決定されるものとする。

【0031】

まず個々のころ列については、図5の転動体荷重により軸受に負荷されるスラスト荷重が決まり、(8)式から寿命 L_i (i :ころ列)が求まる。

【0032】

さらに上記寿命 L_i を基に、複数の軸受の組み合わせ寿命 L は以下の計算式を用いて求まる

$$1/L = (1/L_1^e + 1/L_2^e + 1/L_3^e + 1/L_4^e)^{1/e} \quad (9)$$

【0033】

(9)式により求めた寿命値によれば、転動体荷重 $Q_1 = Q_2$ で最も長寿命となる。得られた寿命値を最も長寿命の場合を1として、転動体荷重比 Q_1/Q_2 と寿命比の関係をグラフ化すると図7が得られる。この図から $0.8 \leq Q_1/Q_2 \leq 1.2$ の範囲で寿命値は、転動体荷重が等しい場合のほぼ95%以内に入っており、転動体荷重の差を上記範囲とすることにより、軸受長寿命が可能となる。

【0034】

転動体荷重比を $0.8 \leq Q_1/Q_2 \leq 1.2$ とするには、図6から剛性比 c を

$$0.38 \leq c \leq 0.62 \quad (10)$$

と設定することにより可能となる。ここで、本実施の形態の場合、幾何学的関係から、 $d_i/d_o = 0.5$ 、 $E_i = E_o$ 、 $L_o = L_i$ であるので、これを(6)式に代入すると、

$$K_i = 0.5 \times K_o \quad (6')$$

が得られる。更に、両辺に2を乗算し、

$$K_o = 2 \times K_i \quad (6'')$$

を得る。

【0035】

ここで、 $K_o' = c K_o = 2c K_i$ であり、更に(10)式に基づき、

$$0.76 \leq 2c \leq 1.24 \quad (10')$$

が得られるので、これと、(7)式から、

$$0.76 K_i \leq K_o' \leq 1.24 K_i \quad (11)$$

が得られる。

【0036】

本実施の形態においては、 $0.76 \times \{(d_i/d_o) \times (E_i/E_o) \times (L_o/L_i)\} < c < 1.24 \times \{(d_i/d_o) \times (E_i/E_o) \times (L_o/L_i)\}$ となるように外輪間座10に穴を空け、内輪間座9の板厚 t_i と外輪間座の板厚 t_o を等しくしている。ここで、 c の値に幅をもたせているのは、穴を加工する際のコストを抑える、強度上の問題で大きな穴を空けられない場合がある等、状況により適切に対応できるためである。

【0037】

図3は、本発明にかかる別な実施の態による4段の多段スラスト軸受の軸方向断面図である。図3においては、図面を見やすくするために間座の断面のみハッチングを施している。回転軸11の段部11aに内周側を当接するようにして、回転軸11の外周に円盤状の内輪14が取り付けられている。内輪14の下方における、回転軸11の外周には、薄肉円筒状の内輪間座26が配置され、その下方には内輪15が配置されている。内輪15の下方における、回転軸11の外周には、薄肉円筒状の内輪間座27が配置され、その下方には内輪16が配置されている。内輪16の下方における、回転軸11の外周には、薄肉円筒状の内輪間座28が配置され、その下方には内輪17が配置されている。

【0038】

一方、ハウジング13の段部13aに外周側に当接するようにして、ハウジング13の円筒状内壁13bには円筒状の外輪21が取り付けられている。外輪21の上方における、

10

20

30

40

50

円筒状内壁 13b には、薄肉円筒状の外輪間座 31 が配置され、その上方には外輪 20 が配置されている。外輪 20 の上方における、円筒状内壁 13b には、薄肉円筒状の外輪間座 30 が配置され、その上方には外輪 19 が配置されている。外輪 19 の上方における、円筒状内壁 13b には、薄肉円筒状の外輪間座 29 が配置され、その上方には外輪 18 が配置されている。

【0039】

内輪 14 と外輪 18 との間には、転動体としてのころ 22 が挟持され、内輪 15 と外輪 19 の間には、転動体としてのころ 23 が挟持され、内輪 16 と外輪 20 との間には、転動体としてのころ 24 が挟持され、内輪 17 と外輪 21 の間には、転動体としてのころ 25 が挟持されている。尚、外輪間座の材質及び軸方向長さ、内輪間座の材質及び軸方向長さは全て等しいとする。また、各内輪間座同士及び各外輪間座同士の肉厚は等しいものとする。

【0040】

回転軸 11 とハウジング 13 との間に P という軸力が働くと、外輪間座 29, 30, 31 にかかる荷重は、 $1/4 \times P$ 、 $2/4 \times P$ 、 $3/4 \times P$ で、その比が 1 : 2 : 3 となる。一方、内輪間座 26, 27, 28 にかかる荷重は、 $3/4 \times P$ 、 $2/4 \times P$ 、 $1/4 \times P$ で、その比が 3 : 2 : 1 となる。よって、穴を開けない間座（内輪間座 26, 外輪間座 31）の剛性を 1 とすると、中央の間座（内輪間座 27, 外輪間座 30）の剛性比 c は 0.667 であり、反対側の間座（内輪間座 28, 外輪間座 29）の剛性比 c は 0.333 となる。

【0041】

以上を一般化して、多段であるスラスト軸受装置の場合に適用すると、上述した式（4）、（5）の条件が成立する。

$$0.76 \times C_n \times K_{i1} < K_{in} < 1.24 \times C_n \times K_{i1} \quad (4)$$

$$0.76 \times C_n \times K_{i1} < K_{o(z+1-n)} < 1.24 \times C_n \times K_{i1} \quad (5)$$

ただし、 K_{i1} は、1 段目の内輪間座の軸方向の圧縮剛性であり、間座の段数を Z としたときに、 $C_n = (Z + 1 - n) / Z$ である。このように、 K_{in} 、 K_{on} が中央値となるように、間座の剛性を決めてやることにより、多段スラスト軸受装置の寿命を最適化することが出来る。

【0042】

以上、本発明を実施の形態を参照して説明してきたが、本発明は上記実施の形態に限定して解釈されるべきではなく、適宜変更・改良が可能であることはもちろんである。例えば、本発明は、上述した 2 段スラスト軸受装置又は 4 段スラスト軸受装置に限らず、3 段もしくは他段スラスト軸受装置に適用可能である。また、穴の形状は、矩形、円形、楕円形など、様々な形状を用いることが出来、穴は貫通しているものをいう。

【0043】

【発明の効果】

第 1 の本発明の二段スラスト軸受装置によれば、軸とハウジングとの間に配置される二段スラスト軸受装置において、前記軸に取り付けられる 2 つの内輪と、前記ハウジングに取り付けられる 2 つの外輪と、前記内輪と、これに隣接する前記外輪との間に各々配置される転動体と、前記 2 つの内輪間に配置される内輪間座と、前記 2 つの外輪間に配置される外輪間座と、を有し、前記内輪間座及び前記外輪間座は円筒状であって、その肉厚は互いに等しく且つ各々軸線方向にわたって一様であり、前記外輪間座の周面に、周方向に間隔をあけて穴を形成し、内輪間座の軸方向の圧縮剛性 K_i と、外輪間座の軸方向の圧縮剛性 K_o との間に、（11）式が成立するようにしているので、例えば内輪間座及び各外輪間座の肉厚をほぼ同一としても、各間座の軸方向変形量を一定とすることが出来、またそれにより段に関わらず前記転動体の長さを一定にすることによってそれが受ける荷重を均等化させることができる。

【0044】

第 2 の本発明の多段スラスト軸受装置によれば、軸とハウジングとの間に配置される多

段スラスト軸受装置において、前記軸に取り付けられる３つ以上の内輪と、前記ハウジングに取り付けられる３つ以上の外輪と、前記内輪と、これに隣接する前記外輪との間に各々配置される転動体と、前記３つ以上の内輪間に配置される複数の内輪間座と、前記３つ以上の外輪間に配置される複数の外輪間座と、を有し、前記複数の内輪間座が互いに異なる荷重を受けたとき、大きな荷重を受ける内輪間座に対し、小さな荷重を受ける内輪間座が、前記小さな荷重に比例した半径方向断面積を有する場合よりも大きい半径方向断面積を有しながらも、前記内輪間座において発生する変形量を均等化する側に近づける構造とし、前記内輪間座は円筒状であって、その厚さは軸線方向において一様であり、前記構造は、前記内輪間座の剛性を調整する調整手段及び機構として、前記小さな荷重を受ける内輪間座の周面に、周方向に間隔をあけて形成された穴と、前記大きな荷重を受ける内輪間座の周面に、周方向に間隔をあけて形成された穴とを備え、１段目の内輪間座の軸方向の圧縮剛性 K_{i1} に対して、 n 段目の内輪間座の軸方向の圧縮剛性 K_{in} との間、及び n 段目の外輪間座の軸方向の圧縮剛性 $K_{o(z+1-n)}$ との間に、(４)、(５)式が成立するようにしている、例えば内輪間座の肉厚をほぼ同一としても、各内輪間座の軸方向変形量を一定とすることが出来、またそれにより段に関わらず前記転動体の長さを一定にすることによってそれが受ける荷重を均等化させることができる。

10

第３の本発明の多段スラスト軸受装置によれば、軸とハウジングとの間に配置される多段スラスト軸受装置において、前記軸に取り付けられる３つ以上の内輪と、前記ハウジングに取り付けられる３つ以上の外輪と、前記内輪と、これに隣接する前記外輪との間に各々配置される転動体と、前記３つ以上の内輪間に配置される複数の内輪間座と、前記３つ以上の外輪間に配置される複数の外輪間座と、を有し、前記複数の外輪間座が互いに異なる荷重を受けたとき、大きな荷重を受ける外輪間座に対し、小さな荷重を受ける外輪間座が、前記小さな荷重に比例した半径方向断面積を有する場合よりも大きい半径方向断面積を有しながらも、前記外輪間座において発生する変形量を均等化する側に近づける構造とし、前記外輪間座は円筒状であって、その厚さは軸線方向において一様であり、前記構造は、前記外輪間座の剛性を調整する調整手段及び機構として、前記小さな荷重を受ける外輪間座の周面に、周方向に間隔をあけて形成された穴と、前記大きな荷重を受ける外輪間座の周面に、周方向に間隔をあけて形成された穴とを備え、１段目の内輪間座の軸方向の圧縮剛性 K_{i1} に対して、 n 段目の内輪間座の軸方向の圧縮剛性 K_{in} との間、及び n 段目の外輪間座の軸方向の圧縮剛性 $K_{o(z+1-n)}$ との間に、(４)、(５)式が成立するようにしている、例えば外輪間座の肉厚をほぼ同一としても、各内輪間座の軸方向変形量を一定とすることが出来、またそれにより段に関わらず前記転動体の長さを一定にすることによってそれが受ける荷重を均等化させることができる。

20

30

【図面の簡単な説明】

【図１】第１の実施の形態による２段スラスト軸受の軸線方向断面図である。

【図２】外輪間座の一例を示す斜視図（ａ）及び側面図（ｂ）である。

【図３】第２の実施の形態による４段スラスト軸受の軸線方向断面図である。

【図４】従来技術における２段スラスト装置の一部を示す断面図である。

【図５】従来技術における４段スラスト装置の一部を示す断面図である。

【図６】剛性比と転動体荷重比軌道輪との関係を示すグラフ図である。

40

【図７】寿命比と転動体荷重比との関係を示すグラフ図である。

【符号の説明】

１、２、１４、１５、１６、１７ 内輪

３、４、１８、１９、２０、２１ 外輪

５、６；７、８：２２～２５ ころ

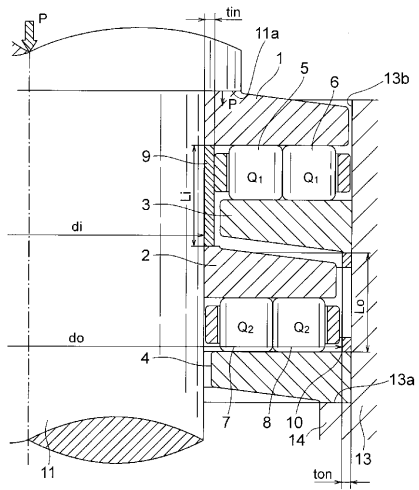
９、２６、２７、２８ 内輪間座

１０、２９、３０、３１ 外輪間座

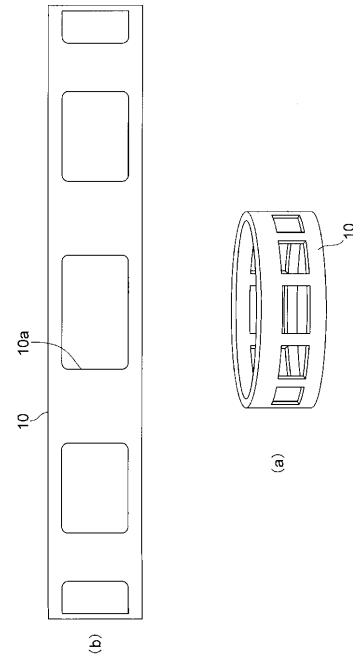
１１ 回転軸

１３ ハウジング

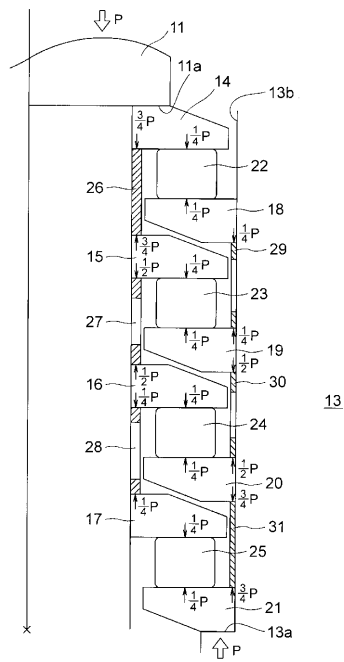
【図 1】



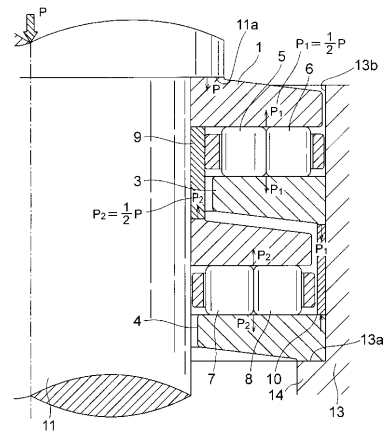
【図 2】



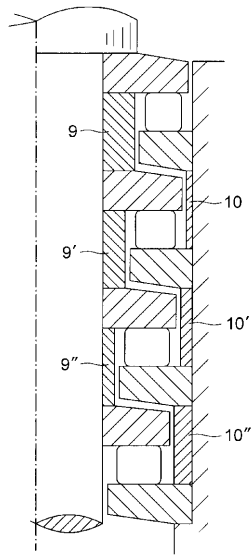
【図 3】



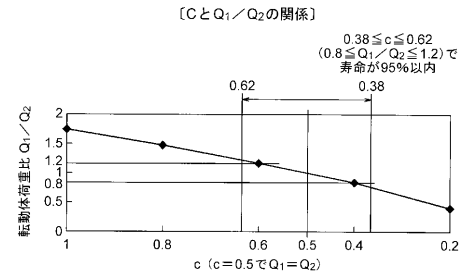
【図 4】



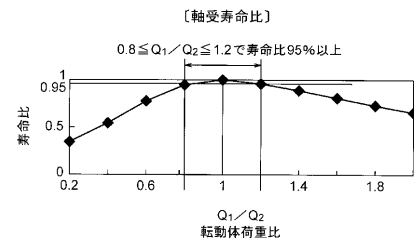
【図 5】



【図 6】



【図 7】



フロントページの続き

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)

F16C 27/08

F16C 19/30

F16C 25/08