研 究

円すいころ軸受の動的特性に関する研究

正 会 員 佐々木 外喜雄* 井 上 友 一**

Dynamical Rigidity of Taper Roller Bearings

T. SASAKI & T. INOUE

Continuing the previously published research on sliding bearings, the authors have studied the dynamical rigidity in the case of the combination of two taper roller bearings.

1. 緒 論

先に振動荷重に対する滑り軸受の動的特性に関して発表した¹⁾が、今回はそれに関連して前回に使用した荷重負荷装置及び測定器をそのまま利用して振動荷重に対する円すいころ軸受の剛性度について検討を加えた。その際円すいころ軸受を2個組合せ、その間隔の変化及び組合せ方(対面組合せと背面組合せの2通りの組合せ)の影響を求めると同時に滑り軸受の場合と比較考察を行った

2. 実験装置

直径5cm、長さ140cmの回転軸を1mの間隔で一端は複列球軸受で支え、他端を図1(軸受箱の上ぶたを取除いたときの写真である)に示すように1個の軸受箱に入れた2個の円すいころ軸受で支え、その中央部にき

図 1

きに滑り軸受の実験で使用した振動荷重負荷装置を取付け、試験用軸受で支えられた側の軸端の運動を、さきに発表した回転解析用写真機で撮影し、その影像を解析した。2個の円すいころ軸受の取付け距離に変化を与えるために一定厚さの両面を充分研磨したC型のリングと二つ割のリングを多数用意し、図1に示すように両者を適当に組合せて取付けた。なお2個の軸受距離は組合せ方によつて少し異なるが、大体最高125mmまでの間で5段階に変化させた。又2個の軸受の組合せ方は図2に示す

図 2

ように対面組合せと背面組合せ(図1は背面組合せの場合である)の2通りについて実験した。なおいずれの場合も軸受箱のボルトの締付け圧力の影響を少なくする目的で軸受は図2に示すように軸受の外輪をつばのある軟鋼製の補助リングの中に圧入した。回転数は100rpmから2000rpmまでの間で5段階に変化させ、平均荷重はさきの滑り軸受の場合と同様に変化させた。潤滑はただグリースを軸受につめこむだけにして強制潤滑等は行わなかった。又いずれの場合も回転系が軸受箱に直接接触することのないように充分注意した。

3. 測定結果とその考察

〔A〕 回転軸の撓み

回転軸の撓み量を決定する影像中心の垂直方向の位

* 京都大学工学部

** 京都工芸繊維大学

置及び水平方向の位置の変化と回転数との関係を各組合せ方について軸受距離毎に求め、その一部を例示すると図3のようになる。図から考えて滑り軸受の場合と同じ

図3

ようにいずれの方向の撓みも回転数に殆ど無関係と考えられる。又荷重に対しては垂直方向には変化が認められるけれども水平方向には殆ど変化が認められない。即ち回転軸は鉛直方向にのみ撓むものと考えられる。その撓み量はさきの滑り軸受の場合と比較して大体同じ位であるが締付け方が不良（図3に於いて締付不良と指示したものはリングを軸方向に締付けるネジのねじ込が充分でなくわずかにリング間にゆるみのあつたもので以後の締付け不良の例も同様である）であるとやはり撓み量が大きくなり、約8割程度大きくなると考えられる。

次に上述のように回転軸の撓みが速度の変化に対して無関係なので線図の横方向の平均値を求め、各荷重及び組合せ方について影像中心の位置と軸受距離（真の軸受距離ではなく図2に示すように2つの軸受の間にはさんだリングの厚みで計算した）との関係を求めると図4のようになる。この図から

図4

考えても水平方向には殆んど撓まないことがわかる。

影像中心の垂直位置が軸受距離によつて荷重の如何にかかわらず直線的に変化しているけれども、これはその変化の仕方が荷重の増加と共に小さくなっていること及び締付不良の場合（軸受距離が125mmの場合）に軸受距離が0の場合と大体同じ位置になつてゐること及び水平方向の場合も両者が接近していること等を考えて、回転軸の取付精度の関係で軸受距離の変化のために試験用でない他端の軸受を中心として回転軸が垂直方向に移動したためと考えられる。その影響を除去して真の荷重のみによる撓みを図から算出し、これと軸受距離との関係を求めると図4の太い曲線のようになり、軸受距離の影響がわずかに認められる。即ちほぼ軸受距離に比例して回転軸の剛性度がよくなつてゐる。これは滑り軸受の場合軸受長さによつてあまり剛性度が変化しなかつたのに対して一つの特徴である。なお対面組合せと背面組合せの差は殆ど認められなかつた。

〔B〕 影像の最大振幅

撮影によつて得た影像を解析した結果の一部と、さきに発表した滑り軸受で同心輪によつて不変荷重を加えた場合の一例を示すと図5のようになる。図から明らかなように回転数が1200rpm以下の場合

図5

と同じように影像軌跡は大略楕円形になつてゐるが回転数が2000rpm以上即ちさきに発表したように回転系の危険速度を超過した場合はその影像が不規則になつてゐるが、その振動量には大きな変化はなかつた。又危険速度以下の回転数であれば滑り軸受の場合と同じように振動荷重による回転軸の振動方向が不変荷重の場合に比べて90度ずれている。即ち円すいころ軸受の場合も軸受に於ける減衰係数が非常に大きいと考えられる。なお以上の関係は軸受の組合せ方及び軸受距離等には無関係である。

次に各軸受距離毎に最大振幅と回転数との関係を求めその一部を例示すると図6の左半分のようになる。図から考えて滑り軸受の場合と同じように荷重による影響

図6

は殆んど認められなかつた。それで縦座標の平均値を求めて各組合せ毎に最大振幅と回転数との関係を求めると図6の右半分のようになる。図から考えて軸受距離が変化しても振動量には大した変化が認められなかつた。このことは滑り軸受に於て軸受長さが長くなると振動量が減少したのと同対照的である。図6全体から考えていずれの場合も滑り軸受の場合と同じように回転数が危険速度に近づくとも振動量が大きくなるが、これを超過すると少くなり、前述のように振動は不規則になる(滑り軸受の場合は危険速度内で実験を中止した)。対面組合せと背面組合せとで前述のように回転軸の撓みには大した変化はなかつたが振動量では対面組合せの方が概して大きくあらわれている。これは図2でわかるようにころの配列状態から振動に対する回転軸の保持状態に差があるためと考えられる。なお締付不良の場合はわずかに振動量が大きくなっているが対面組合せの場合と大した変化は認められず、又回転数による変化も他の場合に比べて少なかつた。ただこの場合資料が少ないのではつきりしないが高速度になると荷重の影響がわずかに認められた。

【C】 影像の微少振動

図7は本実験で撮影した影像の2個の例であるが、図でわかるように対面組合せの場合はわずかに多角形になつてゐるが、それとほぼ同一条件で撮影した背面組合せの場合には殆んど真円になつてゐる。しかもこの現象は大体凡ての場合に認められた。即ち背面組合せでは影像はほぼ円形であるが対面組合せの場合は回転数、荷重及び軸受距離に関係なく多角形になつてゐる。ただ軸受距離が短くなるとこの現象がよりはつきりしている。このことから考えても対面組合せは振動に対して保持状態が

よくないことがわかる。なおその多角形の角数であるが、これが回転数には殆んど無関係でいずれもほぼ同一で、しかも円すいころ軸受のころの数と大体一致しているこ

図7

とから考えて回転系の固有振動数には無関係で、ころによる振動と考えられる。

【D】 影像の平均半径

影像円の平均半径が微少運動の大きさを示すことは既に述べたが図5に示したように影像円を12等分してその平均値を求め、各組合せ及び軸受距離毎に荷重に対する回転数との関係を求め、その一部を例示すると図8の左半

図8

分のようになる。図から考えていずれの場合も荷重の影響は殆ど認められなかつたこと及び回転数の変化に対する変化状態が滑り軸受の場合とよく似ている。即ち滑り軸受の場合に一樣荷重のとき影像円の大きさが回転数の増加と共に大きくなつたのに対して振動荷重の場合には回転数の増加と共に影像円が小さくなつたが、円すいころ軸受の場合も回転数の増加と共に影像円が小さくなつてゐる。このことから考えても滑り軸受の場合と同じように円すいころ軸受で支えられた回転軸の減衰係数は非

常に大きいことがわかる。又その歳差運動の大きさも大体滑り軸受の場合と比較して大した相違はない。なお締付不良の場合は同一軸受距離に対して回転数に対する変化が非常に大きくなっている。

つぎに前述のように同一回転数に於ける歳差運動量が荷重に対して殆ど無関係なので、図の縦座標の平均値を求め、これと回転数との関係を各軸受距離毎に求めると図8のD(背面組合せの場合のみ例示す)の如くなり、図から回転数が600rpm以上になると急に歳差運動が大きくなり、2000rpm近くなると増加量が少なくなることがわかる。又図から回転数が2000rpmの場合と100rpmの場合との差(図では影像半径の差と表示す)を求め、これと軸受距離との関係を各組合せ毎に求めると図のEのようになる。図から考えて軸受距離が大きくなると両者の差は殆どないが、短くなると共に増加する。対面組合せの方がその増加量がはるかに大きくなっている。このことから考えても対面組合せは好ましくないように思われる。

4. 結 論

以上の実験及びその考察を簡条的にまとめてみると大体つぎのようになる。

(1) 回転軸の一端を2個の円すいころ軸受で支えた場合軸受の取付距離によつて剛性度が変化することは滑り軸受が長さの変化によつて剛性度があまり変化しなかつたのに対して異つてゐる。

(2) しかし回転数の影響がなかつたこと及び水平方向に撓まなかつたこと等はよく似てゐる。

(3) 剛性度は滑り軸受の場合と大体同じ位であるが、軸受の締付がよくないと剛性度は相当悪くなる。なお軸受の組合せ方であまり変化はなかつた。

(4) 影像の形状及びその変化状態から考えて滑り軸受の場合と同じように軸受に於ける減衰係数は非常に大きいと考えられる。

(5) 回転軸の振動が荷重に殆ど影響されない点は滑り軸受とよく一致しているが軸受距離の変化によつて振動量があまり変化しなかつた点は異つてゐる。

(6) 回転軸の振動量が危険速度に近づくとき大きくなり、それを超過すると小さくなるがその場合の振動は不規則になる。

(7) 対面組合せの場合は影像がころの数に関係のある多角形となり、振動及び歳差運動の点から考えて背面組合せより好ましくない。

(8) 歳差運動は軸受距離の増加によつていちじるしく減少する。しかし締付不良の場合は相当大きな値になる。

(1957, 4月26日受付)

参 考 文 献

- 1) 佐々木・井上：精密機械，22巻9号，滑り軸受の動的剛性に関する研究（第3報）。
- 2) 佐々木・井上：〃〃 22巻11号，滑り軸受の動的剛性に関する研究（第4報）。

全舞のトルク曲線について

(簡易計算法とその結果)

正 会 員 川 中 子 昌 一*

Simple Method for Calculating Torque Curve of
Spiral Spring and Matters Connected with it

Shoichi KAWANAGO

Various expressions with reference to torque of spiral spring had been studied. But its effective number of turn was unknown or the graphical method to compute it was subtle for industrial spring design.

Author developed the method to draw torque curve by numerical calculations only, basing on Nishihara's plastic formula, and referred these results to experimental ones (Fig.2). From the calculation, also, the relations of torque or effective number of turn to