

〈論 文〉

空氣潤滑베어링의 負荷容量 增大에 關한 研究

趙 江 來* · 金 孝 正**

(1979年 2月 21日 接受)

A Study on The Load Capacity of Doubly-Stepped Journal Bearing

Kang Rae Cho, Hho Jung Kim

Abstract

In order to improve the load capacity of externally pressurized air-lubricated journal bearings, a new type (doubly-stepped type) bearing was revised and experimented. Through the results of experiment, the load capacity of doubly-stepped bearings was discussed and compared with equivalent conventional circular journal bearings.

Results were obtained for speeds up to 18000rpm and for supply pressure ratio (P_s/P_a) 4, 6, 7. Compared with equivalent conventional bearings, doubly-stepped bearings resulted a high gain in load capacity. It is also shown that the increasing rate of load capacity increases with decreasing the eccentricity ratio. Furthermore, the increasing rate is higher in the case of great clearance ratio than small clearance ratio of doubly-stepped bearings. Such an increase in load capacity is confirmed by pressure distributions in the bearings.

1. 序 論

工學과 技術의 進歩에 따른 靑연적인 高速化에 대처하기 위하여 流体潤滑베어링의 研究가 오래 전부터 行하여져 왔다. 特히 潤滑劑로서 空氣를 利用하는 空氣潤滑베어링은 그것이 가지는 特有한 長點' 때문에 超高速回轉器機分野에서 각광을 받고 있다. 그러나 空氣潤滑베어링의 短點은 負荷容量이 대단히 작다는 것이다.

負荷容量 增大方法으로서 처음에는 適切한 作動狀態를 選定할려는 方向으로 焦點이 맞추어 졌지만 最近에는 在來式 外壓空氣潤滑베어링에 새로운 構造的 改良²을 가 하려는 方向으로 進전되고 있다. 1974年 O. Pinkus³ 는 空氣潤滑 베어링의 새로운 負荷容量 增大方案을 提示하였다. 그 原理는 動壓베어링에서의 負荷容量은 두 表面의 變化하는 流体膜사이의 峯기작용(Wedge action)에 의한 潤滑膜 內에서 發生하는 壓力에 의해서 나타나

는 것이므로 低壓領域에서의 壓力을 더욱 낮춘다든지 高壓領域에서의 壓力을 더욱 增大시킨다면 두 領域의 壓力差에 의해서 나타나는 負荷容量은 增大한다는 것이다.

O. Pinkus 는 이러한 原理를 土台로 二段動壓저어널베어링(Doubly-stepped journal bearing)의 理論的 解析을 通하여 對應하는 在來式 베어링과 비교한 結果, 負荷容量이 거의 두배로 增大한다는 것을 보여 주었다. 그 후 1977年 I. Etsion⁴ 등은 이와 類似한 原理로서 二重作用(Dual action)의 概念을 가스드레스트베어링에 適用함으로써 單一作用(Single action)의 경우보다 動力損失이 적어지고 負荷容量도 크게 增大함을 理論的으로 提示하였다. 本 論文에서는 O. Pinkus의 原理를 外壓空氣潤滑저어널베어링(空氣潤滑靜壓베어링)에 適用하였다. 여기에서는 二段저어널베어링과 그와 同一한 치수를 가진 對應하는 單段(單一作用)저어널베어링을 製作하여 相互 比較를 通한 實驗的 考察을 하였다.

따라서 本 論文에서의 實驗目的은 다음과 같다.

(1) 두가지 形態의 베어링(在來式 單段베어링과 新型 二段베어링)에서 負荷와 回轉速度가 베어링의 負荷容量

* 延世大學校 工科學 機械工學科

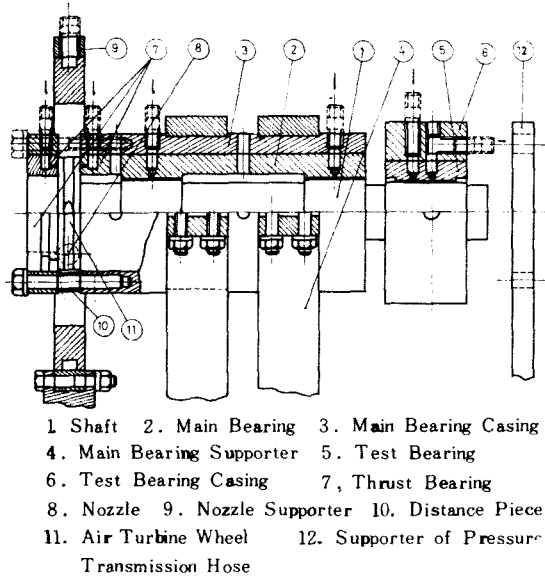
** 延世大學校 大學院 機械工學科

에 미치는 영향의 比較.

(2) 두 形態의 베어링内部에서의 壓力分布와 負荷容量 사이의 關係 考察.

2. 實驗裝置

實驗裝置는 그림 1 에서 보는 바와 같이 主베어링(Main bearing), 드레스트베어링과 시험베어링(Test bearing)으로 구분된다. 主베어링은 한쌍의 外壓空氣潤滑 저어널 베어링으로서 軸의 自重과 시험베어링에서의 荷重을 아주 적은 偏心量으로 支持할 수 있도록 設計되어 있다.



1 Shaft 2. Main Bearing 3. Main Bearing Casing
4. Main Bearing Supporter 5. Test Bearing
6. Test Bearing Casing 7. Thrust Bearing
8. Nozzle 9. Nozzle Supporter 10. Distance Piece
11. Air Turbine Wheel 12. Supporter of Pressure Transmission Hose

Fig. 1. Experimental Equipment

本 實驗裝置는 그 構造面에서 軸方向의 힘이 거의 나타나지 않도록 設計되어 있으나 製作誤差와 氣流 및 回轉體의 動的 特性으로 말미암아 나타날 가능성이 있는 드레스트를 防止하기 위하여 外壓空氣潤滑드레스트베어링을 터빈回轉車 兩面에 設置하였다. 터빈回轉車는

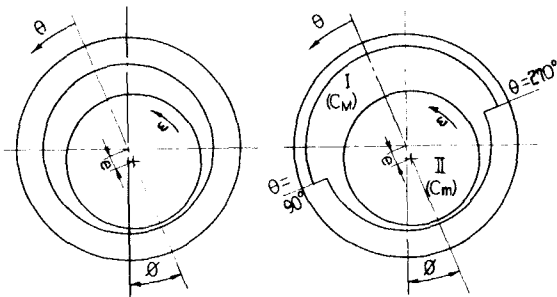


Fig. 2 Representation of Circular Journal Bearing (Left) and Doubly-Stepped Journal Bearing (Right)

그 圓周上에 12個의 바켓이 加工되어 있고 두개의 노즐에서 공기분류를 받아 回轉하도록 되어 있다.

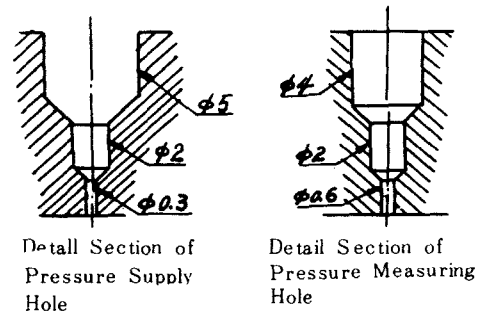
實驗에서 使用한 시험베어링은 在來式 形態의 單段 저어널베어링과 O. Pinkus 등의 原理를 適用시킨 2段 저어널베어링의 두가지 形態이다. 2段 저어널베어링은 單段 저어널베어링과 전체적으로 同一한 치수를 가지나 그림 2에서 보는 바와 같이 内部는 두 領域 즉 C_m 領域(Major radial clearance; Region I)과 C_m 領域(Minor radial clearance; Region II)으로 区分되며 間隙 C_m 은 單段 저어널베어링의 平均半徑方向 間隙과 同一하게 하였다.

實際로 實驗에 使用한 시험베어링은 選定된 두 種類의 半徑方向 間隙을 두 形態의 베어링에 適用시킨 것이며 그 詳細한 치수는 表와 같다.

또한 시험베어링의 壓力供給구멍위지와 壓力抽出구멍의 위치는 그림 3과 같다.

3. 實驗方法

壓縮機에서 壓縮된 空氣는 空氣淨化器를 通하여 기름



Detail Section of Pressure Supply Hole

Detail Section of Pressure Measuring Hole

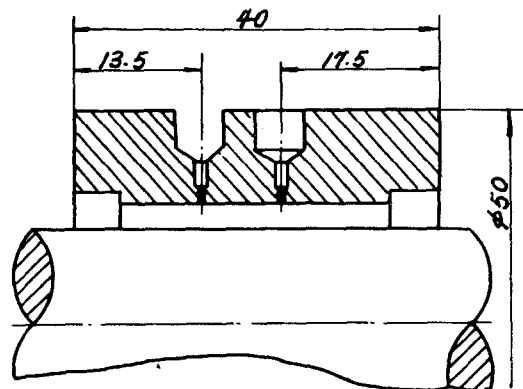


Fig. 3 Sectional View of Test Bearing (refer to the part of No. 5 in Fig.1)

表 Detailed Specification For Test Bearing

形態	길이 (mm)	直徑 (mm)	半徑方向間隙 (μm)	半徑供給面의 數	外圧供給구멍 數	間隙比	供給구멍 直徑 (mm)	
單段	A	30	30	33	1	8	$C/R=2.2 \times 10^{-3}$	0.3
	B	30	30	44	1	8	$C/R=2.9 \times 10^{-3}$	0.3
二段	A'	30	30	C_u : 43	1	8	$k = \frac{C_u}{C_m} = 1.3$	0.3
				C_m : 33				
	B'	30	30	C_u : 54	1	8	$k = \frac{C_u}{C_m} = 1.2$	0.3
				C_m : 44				

쪽의 불순물을 거르고 空氣트랜스퍼머(Air transformer)에 들어간다.

트랜스퍼머의 두개의 출구중에서 하나는 8~10kg/cm² 게이지의 固定된 壓力으로 主베어링, 드러스트베어링과 노즐쪽으로 連結되고 다른 部分은 시험베어링에 連結되어 供給壓力을 變化시킬 수 있게 하였다.

노즐로 흐르는 空氣는 8~10kg/cm² 게이지의 固定된 壓力으로서 流量을 調節하므로써 軸의 回轉速度를 變化시킬 수 있게 하였다.

主베어링은 8~10kg/cm² 게이지의 壓力에서 軸의 自重 및 시험베어링에 걸리는 荷重을 無視할 수 있을 정도로 적은 偏心量으로 支持할 수 있도록 設計되어 있다. 主베어링에서의 이러한 적은 偏心量도 시험베어링에서의 負荷에 따라 偏心量을 측정하여 補償하도록 하였다. 베어링의 負荷試驗은 베어링을 固定시키고 回轉軸에 荷重을 걸어 주어 軸의 偏心量을 測定하는 것이 一般의 實驗方法이나 回轉하는 軸에 負荷를 加하는 것이 容易하지 않으므로 여기서는 軸이 主베어링에 의해서 거의 完全히 固定된 狀態에서 시험베어링에 負荷를 加하는 方法을 택하였다. 即 回轉軸은 荷重方向으로 變位하지 않고 시험베어링쪽이 偏心하도록 하여 實驗을 行하였다.

本 實驗에서의 實驗變數는 負荷, 速度, 供給壓力의 3 種類이다.

回轉速度는 實驗裝置에서 說明한 바와 같이 空氣터어빈의 噴流速度를 調整하므로써 變하며, 回轉數는 光電式 回轉速度計(Photo-tachometer)에서, 또는 電子 畧錠을 통하여 萬能計數器(Universal digital counter)에서 읽었다.

負荷는 베어링에 달아주는 무게로 變하며 荷重은 항상 수직방향(重力方向)에 作用하고 있다. 負荷의 增加에 따른 偏心量의 測定에는 電氣容量式測定方法을 택했으며 베어링의 偏心에 따른 電氣容量變化는 微小變位計를 통하여 싱크로스코우프와 電位差計를 使用하여 測定하였다. 또한 베어링 圓周상의 壓力分布는 16개의 水銀液柱計를

使用하여 測定하였다.

測定器機의 全般的인 構成은 그림 4의 Block diagram에 表示되어 있다.

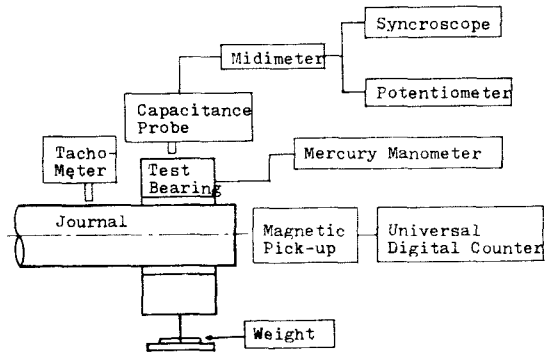


Fig. 4 Schematic Diagram of Instrumentation

實驗에 있어서 軸의 速度는 0~18000rpm의 領域으로 하였으며 供給壓力은 3.8, 5, 6kg/cm² 게이지로서 供給壓力比 $P_s/P_0 = 4, 5, 6, 7$ 의 範圍에서 行하였다.

實驗은 各베어링에 대하여 一定한 供給壓力에서 軸의 回轉速度를 變化시키면서 負荷의 增加에 따른 偏心量과 베어링 內의 壓力分布를 測定하여 偏心率에 대한 負荷容量의 關係를 各베어링에 對하여 比較 檢討하였다.

또한, 2段베어링에 의한 負荷容量의 增加와 流体膜 內의 壓力分布와의 關係를 考察하여 보았다.

4. 實驗結果 및 考察

(1) 偏心率과 負荷容量과의 關係

無次元負荷容量 \bar{W} 는 負荷容量 W 를 供給壓力 P_s , 베어링 길이 L 과 直徑 D 로서 無次元화한 것이며 偏心率 ϵ 은 偏心量 e 를 半徑方向間隙 c 로 나누어 無次元한 것이다.

$$\bar{W} = \frac{W}{(P_s - P_a) \cdot L \cdot D}$$

$$\epsilon = \frac{e}{c}$$

이다.

단, P_a 는 大氣壓, P_s 는 供給絕對壓力이다.

2段저어널베어링의 경우에는 在來式베어링과 比較하는 관계상 작은 間隙 C_m 로서 無次元化한 것을 使用한다.

$$\text{即, } \epsilon = \frac{e}{C_m}$$

이다.

이상과 같이 無次元化된 負荷容量 \bar{W} 와 偏心率 ϵ 에 대한 관계를 모든 시험베어링에 대하여 供給壓力比 P_s/P_a 를 4.8, 6.7로 바꾸어 回轉數 N 는 0, 10000, 18,000 rpm으로 변해서 실험하여 구해보았다.

그 중에서 그림 5는 베어링 A에 대하여 $N=0$ rpm으로 하여 供給壓力比를 변화했을 때의 W 와 ϵ 의 관계를 나타내

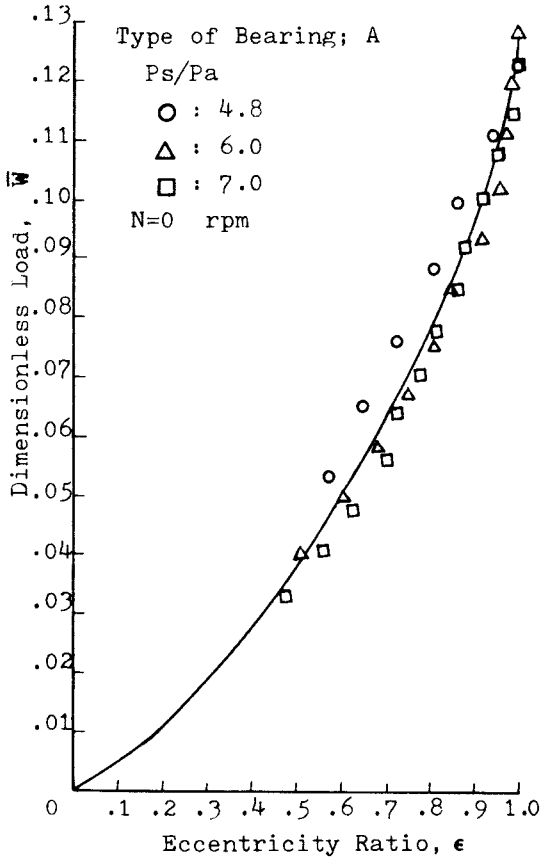


Fig. 5 Dimensionless Load against Eccentricity Ratio

고 있다. 이 결과에서 \bar{W} 와 ϵ 의 관계는 供給壓力에 거의 무관하게 하나의 線으로 나타남을 알 수 있다. 또한 그림 6에 제시된 2段베어링 A'에 대하여 W 와 ϵ 의 관계를

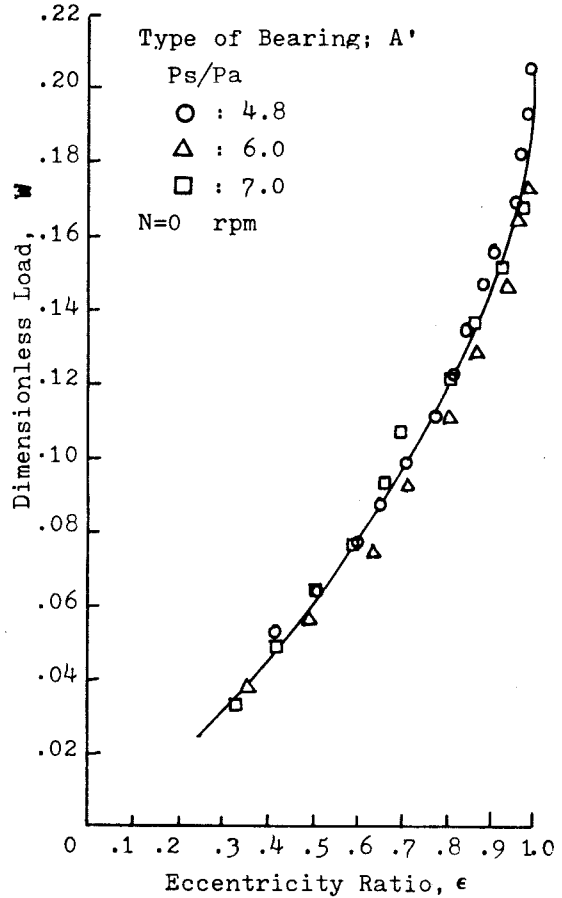


Fig. 6 Dimensionless Load against Eccentricity Ratio

비교하여 볼 때 비록 \bar{W} 의 크기는 다르나 경향은 거의 같게 나타나고 있다. 이와 같은 경향은 間隙比가 큰 베어링 B, B'에 대하여도 같았다. 이것으로 2段外壓空氣潤滑저어널베어링의 경우도 負荷容量을 單段外壓空氣潤滑저어널베어링의 경우와 마찬가지로 같은 無次元量으로서 나타낼 수 있으며 偏心率 ϵ 과의 관계를 單段의 경우와 平行해서 고찰할 수 있음을 알 수 있다.

그림 7은 4개의 베어링 A, A', B, B'의 $W-\epsilon$ 曲線을 $N=0$ rpm에 한하여 供給壓力比 $P_s/P_a=6$ 에 대하여 하나의 그림에 圖示한 것이며 이것으로 2段베어링 (A', B')의 負荷容量이 單段베어링 (A, B)보다 확실히 크다는 것을 알 수 있고 曲線①과 ②를

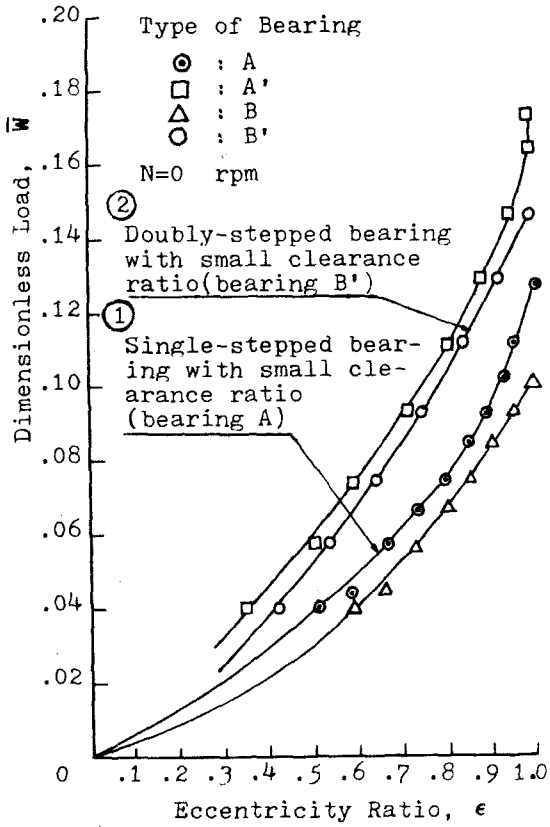


Fig. 7 Dimensionless Load against Eccentricity Ratio ($P_s/P_a=6$)

比較해 보면 間隙比가 큰 베어링 B를 2段 (베어링 B')으로 함으로서 間隙比가 적은 單段베어링 (베어링 A)보다 큰 負荷容量을 얻을 수 있음을 알 수 있다. 또한 2段으로 함으로써 나타나는 負荷容量增大効果는 그림 8에서 보는 바와 같이 一般的으로 낮은 偏心率에서 보다 크게 나타나고 높은 偏心率에서는 거의 一定하게 나타나고 있음을 알 수 있다. 또한 2段 間隙比 k 가 큰 경우가 적은 경우보다 負荷容量增大效果가 크게 나타난다. 2段베어링에 대한 本研究結果에서 보면 어떤 間隙比의 베어링에서 2段으로 하는 段(지름차)의 크기를 크게 함으로써 즉 2段 間隙比 k 를 크게 함으로써 (어느 k 의 範圍내에서) 2段效果에 의한 負荷容量增大效果가 크게 나타나는 것이 確實하며, 따라서 그림 8의 결과는 間隙比가 다른 2段 베어링에서도 k 值가 클수록 (k 值의 어느 범위내에서) 負荷容量增大效果가 크다는 것을 보여주는 한 實驗結果라고 볼 수 있다. 그리고 또 그림 8은 2段 間隙比 k 를 크게 함으로써 기대되는 負荷容量增大效果는 偏心率이

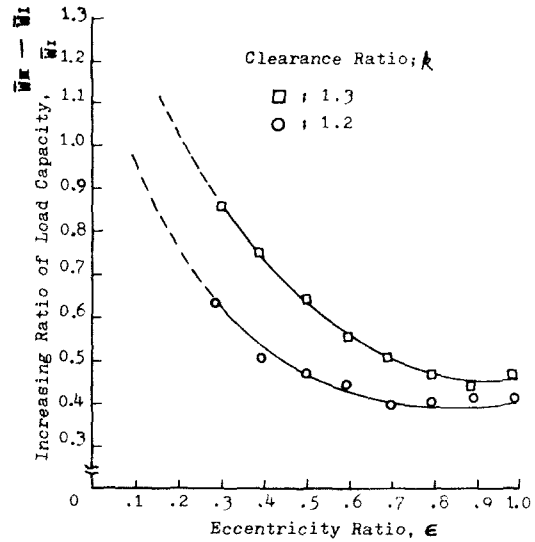


Fig. 8 Increasing Ratio of Load Capacity against Eccentricity Ratio
(\bar{W}_1 : Load Capacity of Conventional Type
 \bar{W}_2 : Load Capacity of Doubly Stepped Type)

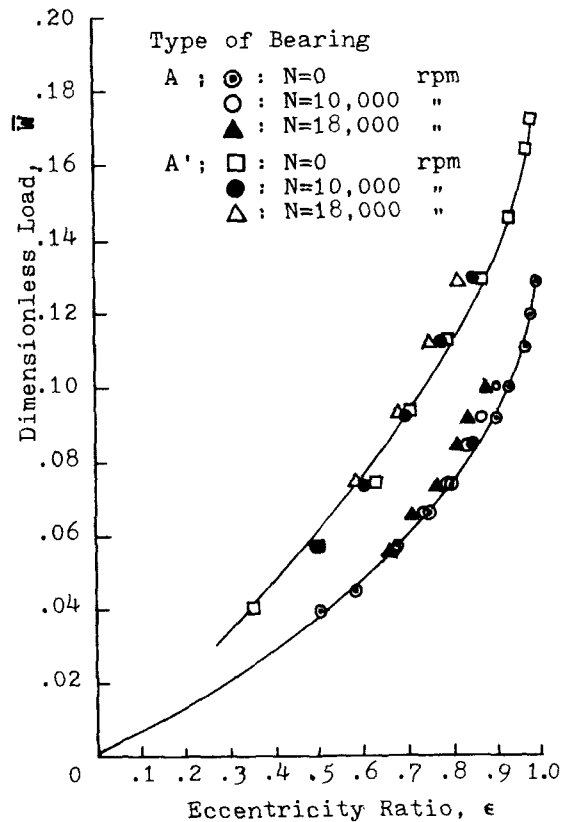


Fig. 9 Dimensionless Load against Eccentricity Ratio ($P_s/P_a=6$)

작은 곳에서 크다는 것을 보여주고 있다. 이러한 偏心率와 負荷容量增大와의 關係는 二段動壓저어널베어링에 대한 O. Pinkus의 結論 (낮은 偏心率에서 負荷容量의 增大效果가 크다) 과 一致하고 있다. 即, 動壓베어링의 경우와 靜壓베어링의 경우 모두 다 偏心率和 負荷容量과의 關係에서 同 一한 傾向을 나타내고 있음을 알 수 있다.

그림 9는 軸의 回轉數가 부하용량에 미치는 影響을 공급압력비 $P_s/P_a=6$ 에 대하여 베어링별로 나타낸 것이다. 本實驗에서는 아티튜드앵글 (Attitude angle) ϕ 를 測定하지 못하였고 實驗回轉數도 空氣潤滑베어링으로서는 대단히 적은 것이므로 動的效果에 대하여는 상세하게 言及할 수는 없다. 그러나 모든 試驗 베어링에 대해서 그림 9와 같은 結果가 얻어진 것으로 보아 單段 및 2段의 外壓供給베어링에서도 偏心률이 클수록 回轉數의 效果가 확실히 나타나고 回轉數가 높을수록 負荷容量이 增加한다는 動的效果를 期待할 수 있다.

이러한 偏心率和 負荷容量과의 關係, 그리고 回轉數에 의한 影響은 供給壓力比 $P_s/P_a=6$ 의 경우외에 $P_s/P_a=4.8, 7$ 의 경우에도 동일한 傾向을 나타내고 있음을 보였다.

(2) 베어링 内部의 壓力分布

베어링 内部의 壓力分布를 測定하는 實驗에서는 外壓供給壓力를 固定시키고 베어링에 荷重을 걸 때마다 壓力分布를 測定하고 동시에 偏心量도 測定하였다.

이와같은 實驗은 供給壓力比 P_s/P_a 를 4.8, 6, 7의 세 가지로 변화시키며 실시하여 각각의 壓力상태를 大氣壓에 대하여 無次元化시킨 壓力分布로부터 各 供給壓力比 별로 또한 베어링 種類別로 같은 偏心率 $\epsilon=0.7$ 을 갖는 壓力分布를 補間法으로 구하여 比較 檢討하였다.

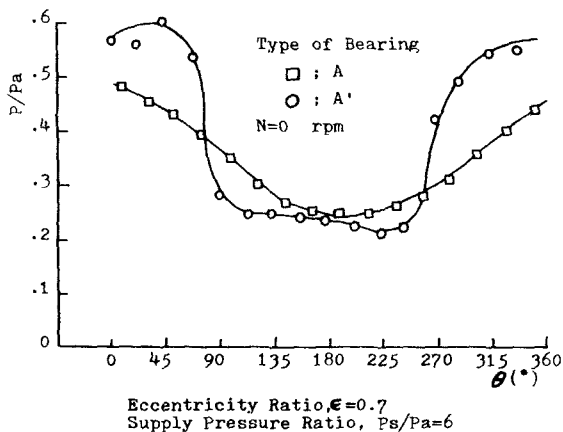


Fig. 10 Experimental Pressure Distribution

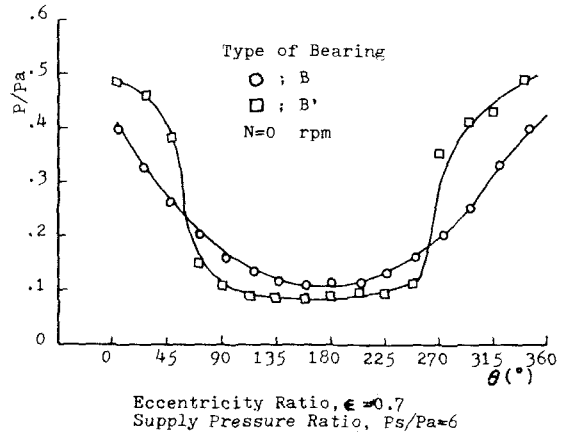


Fig. 11 Experimental Pressure Distribution

그림 10 과 11은 供給壓力比 $P_s/P_a=6$ 인 경우에 대한 壓力分布를 나타낸 것이다. 本實驗에서 아티튜드앵글 ϕ 는 測定 못하였으나 사실상은 0이라고 볼 수 있는 정도이며 따라서 $\theta=0$ 은 垂直上方의 位置를 나타내는 것으로 볼 수 있다.

그림에서 보는 바와 같이 單段베어링에서의 壓力分布는 正弦曲線에 가까운 완만한 曲線을 그리고 있으나 2段베어링 경우의 壓力分布는 低壓領域에서는 거의 一定한 壓力分布로 또한 高壓領域에서는 완만한 拋物線的인 壓力分布를 나타내고 高壓領域과 低壓領域 사이에 急激한 壓力差가 存在한다. 그리고 이 急激한 壓力差는 2段베어링의 段의 位置에서 나타나고 있다.

이와같은 모든 傾向은 供給壓力比 P_s/P_a 를 4.8과 7로 변해도 마찬가지였다.

以上과 같은 壓力分布에 관한 測定 結果에서 2段저어널베어링의 경우 豫測한 바와 같이 二重 쇄기작용에 의해 單段의 경우보다 高壓領域에서의 壓力는 더욱 높아지고 低壓領域에서의 壓力는 더욱 낮아지는 것이 확인되었다. 따라서 두 領域의 壓力差는 크게 되며 壓力差에 의해서 나타나는 負荷容量을 더욱 增大시키고 있는 것이다. 그러므로 2段베어링이 單段베어링보다는 負荷容量이 增大된다는 사실은 이러한 壓力分布를 통해서도 分明한 것이며 偏心率和 負荷容量과의 關係에서 나타난 負荷容量의 增大效果를 잘 뒷받침 해 주고 있다.

5. 結 論

4節에서의 實驗結果 및 考察에서 2段베어링으로 함으로써 얻어지는 負荷容量增大에 관한 結論은 다음과 같다.

- (1) 負荷容量增加率は 비교적 낮은 偏心率에서 보다

크게 나타나고 높은 偏心率에서는 거의 一定値로 된다.

(2) 相異한 間隙比 k 에 대하여 負荷容量增加率을 비교하여 보면 k 가 큰 경우에 (1)의 傾向은 더욱 현저해지며 따라서 間隙比 k 가 큰 쪽이 더욱 더 높은 負荷容量增加率을 나타낸다.

(3) 2段저어널베어링으로 함으로써 2段베어링의 最小間隙보다 적은 間隙을 가진 單段베어링보다 모든 偏心率에서 負荷容量을 增加시킬 수 있다. 따라서 2段베어링을 채택함으로써 같은 負荷容量의 靜壓베어링을 제작하는데 單段베어링의 경우보다 容易하다는 利點을 나타낸다.

(4) 2段베어링에서 單段의 경우보다 高壓領域에서는 더욱 큰 壓力分布로 低壓領域에서는 더욱 낮은 壓力分布로 됨으로써 負荷容量의 增大效果를 나타내고 있음이 확인되었다. 이와같은 壓力分布上的 傾向은 間隙比 k 의 값이 클수록 더욱 顯著하게 나타나고 있다.

本 研究는 韓國科學財團의 研究費支援을 받아 遂行된 것이며 이를 여기에 밝혀 深甚한 謝意를 표하는 바이다.

參 考 文 獻

- (1) N. S. Grassam & J. W. Powell, "Gas Lubricated Bearings", Butterworths, London, 1964
- (2) Paul Robert Trumpler, "Design of Film Bearings", Macmillan, New York, 1966
- (3) O. Pinkus & I. Etsion, "Analysis of Doubly-Stepped Gas Journal Bearings", Israel Journal of Technology Vol. 12, 1974, P. 169
- (4) I. Etsion, "The Dual Action Gas Thrust Bearing - A New High Load Bearing Concept", Journal of Lubrication Technology, Trans. ASME, Jan. 1977, P. 89