

新型动静压挤压油膜阻尼器 对转子系统振动的控制能力

祝长生

(浙江大学电机系, 杭州, 310027)

ABILITY OF AN ADVANCED HYBRID SQUEEZE FILM DAMPER
TO CONTROL ROTOR SYSTEM VIBRATION

Zhu Changsheng

(Department of Electrical Engineering, Zhejiang University, Hangzhou, 310027)

摘要 以改善传统的挤压油膜阻尼器(SFD)油膜力高度非线性的不足为目的,提出了一种新型的阻尼器,即动静压挤压油膜阻尼器(HSFD)。在推导出无周向回油槽深油腔 HSFD 油膜力近似解的基础上,以小孔节流的 HSFD 为例,对其油膜力的动力特性进行了分析,并从理论及试验上研究了 HSFD 对转子系统振动的控制作用。结果表明 HSFD 不仅能够明显地改善 SFD 油膜力的高度非线性特性,克服在 SFD 系统中经常出现的具有极大振动的双稳态现象,而且还具有更有效的减振效果。

关键词 转子动力学 阻尼器 振动控制

中图分类号 V231.9, TH113.1

Abstract This paper presents an advanced hybrid (combination of hydrostatic and hydrodynamic) squeeze film damper(HSFD) concept which is used to improve the high nonlinearity of conventional hydrodynamic squeeze film dampers (SFD's). Based on the approximation solution of fluid film-force of the deep recessed HSFD without axial slots, taking an orifice compensated HSFD with four deep recesses for example, the stiffness and damping behavior of HSFD are analysed, and the control ability of HSFD to reduce rotor vibration is studied both theoretically and experimentally with a rigid rotor supported on HSFD. It is shown that HSFD not only can improve significantly the high nonlinearity of fluid film-force of the SFD and avoid the bistable operations with very large rotor vibration occurring in the SFD system, but also can effectively reduce rotor system vibration, especially for larger rotor unbalance and radial clearance ratio.

Key words rotordynamics damper vibration control

挤压油膜阻尼器(简称为 SFD)具有结构简单、小而轻及减振良好等优点,成为现代航空发动机的一种有效的减振装置。但是 SFD 这种良好的减振能力只有在合理地选择 SFD 的结构参数并对转子系统的不平衡量作一定的限制时才能充分地表现出来。一旦转子的不平衡量超过其限度,由于油膜力的高度非线性,系统会出现异步涡动轨道以及具有以极大振动和外传力为特征的双稳态。SFD 不仅起不到减振作用,而且还可能会产生比不用 SFD 还要差的效果。

近几年,利用静压特性来改善传统 SFD 的动力特性并使其特性可控已得到了研究者的

注意^[1-3]。从改善动压 SFD 油膜力高度非线性的不足出发, 本文提出了一种动静压挤压油膜阻尼器(简称为 HSFD)的新结构, 在推导出无周向回油槽深油腔 HSFD 油膜力近似解的基础上, 以小孔节流的 HSFD 为例, 对 HSFD 油膜力的动力特性进行了分析, 并从理论及试验上研究了 HSFD 对刚性转子系统振动的控制作用。

1 HSFD 的基本结构及油膜力的近似解

1.1 HSFD 的基本结构

新型 HSFD 的结构与传统 SFD 的不同之处只是把原来双承载区结构的 SFD 的周向供油槽在周向划分为若干个相互独立的油腔, 在每个油腔上连接一个节流器, 通过节流器对其进行供油。为了充分地发挥封油面上的动压作用, 在 HSFD 的结构中, 一般没有周向回油槽。图 1 是 N 个沿周向均匀分布的深油腔、无周向回油槽、小孔节流、无端封的 HSFD 结构。

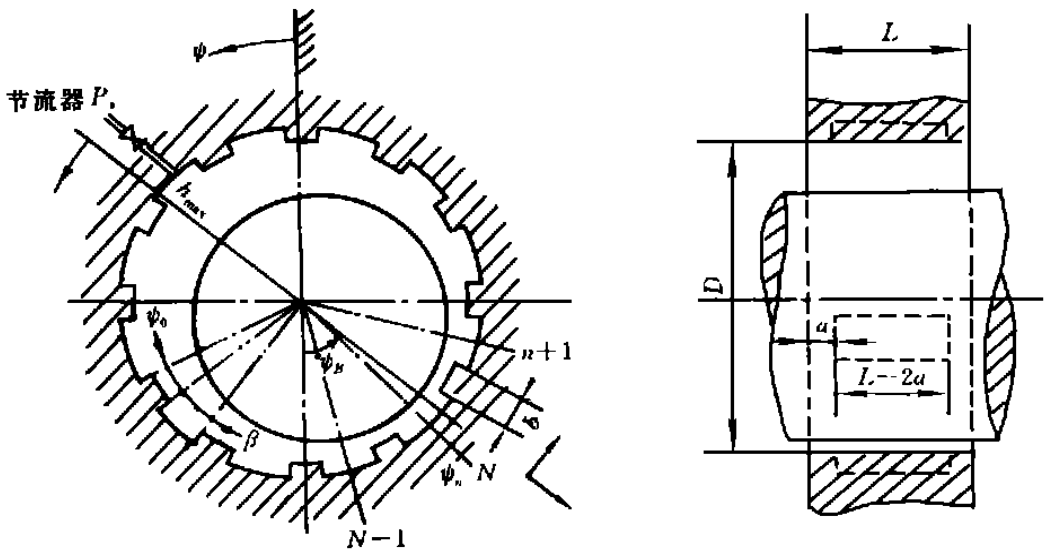


图 1 无周向回油槽的 N 个油腔 HSFD 结构(只画出一个节流器)

1.2 流量连续方程

在不可压等粘度牛顿流体、不计流体惯性、腔内的压力相等等^[4,5]简化假设下, 设每个油腔的供油压力为 P_s , 以第 i 个油腔作为分析的对象, 其位置由油腔中心处的位置角 W 来表示, 腔压力为 P_i , 则通过第 i 腔的各部分流量分别为:

(1) 通过小孔节流器流入第 i 腔的无量纲流量 Q_{in} 为

$$Q_{in} = K_0 \sqrt{1 - P_i} \quad (1)$$

式中: $K_0 = 3 \sqrt{2} P_s A_0 d_0^2 L / (C^3 \rho Q)$ 为小孔节流器的设计参数, $P_i = P_i / P_s$ 为无量纲腔压力; A_0 为小孔节流器的流量系数, 一般 $A_0 = 0.7 \sim 0.8$; d_0 为小孔的直径; L 及 Q 分别为油的动力粘度系数及密度; C 为径向间隙。

(2) 通过两端轴向封油面流出的无量纲流量 $Q_{out,1}$ 由于 HSFD 是对称结构, 又不考虑轴的倾斜及变形因素的影响, 故

$$Q_{out,1} = \frac{D}{a} P_i \int_{-\frac{W}{N}}^{\frac{W}{N}} [1 + E \cos(W - W_0)]^3 dW \quad (2)$$

式中: D 为阻尼器的直径; a 为轴向封油面的长度; W 为轴颈的偏位角, 各符号的意义如图 1 所示。

(3) 通过周向封油面流出的无量纲流量 $Q_{out,2}$ 根据平均间隙假设可以得到由于油腔之间的压力不等而引起的经第 i 腔的周向封油面流入第 $i+1$ 腔及第 $i-1$ 腔中的无量纲流量为

$$Q_{out,2} = \bar{m} \left[\frac{D}{a} \right] (P_i - P_{i+1}) H_{i,i+1}^3 + \bar{m} \left[\frac{D}{a} \right] (P_i - P_{i-1}) H_{i-1,i}^3 \quad (3)$$

式中: $H_{i,i+1} = 1 + (2E/W) \cos(W + P/N - W) \sin(W/2)$ 为第 i 个油腔与第 $i+1$ 个油腔之间的周向封油面上的无量纲平均间隙; $\bar{m} = (L - 2a)a / (Db)$ 为油腔的形状比系数; W 及 b 分别为单个周向封油面的中心角及周向长度。

(4) 由挤压引起的第 i 腔的无量纲挤压流量 $Q_{out,3}$ 为

$$Q_{out,3} = \left[\frac{12La(L - a)}{P_s C^2} \right] \left[\frac{D}{a} \right] \sin \frac{P}{N} [E \cos(W - W) + EW \sin(W - W)] \quad (4)$$

对于每一个油腔, 利用流量平衡关系可以得到所对应的流量连续方程。这个方程是一个关于 N 个腔压力变量的非线性代数方程组, 可以用迭代法求解。

1.3 HSFD 的动态油膜力

由叠加原理可知, HSFD 中的油膜力由静压腔上的油膜力、轴向及周向封油面上的油膜力 3 部分组成。

(1) 静压腔上的油膜力 由于油腔较深, 动压效应并不明显, 因而静压腔上的油膜力主要是由油腔中的静压力所产生。故 N 个油腔上的油膜力在 r, t 方向上的分力为

$$F_{r,r} = - (L - 2a) R \sum_{i=1}^N P_i \left[\sin(W + \frac{B}{2} - W) - \sin(W - \frac{B}{2} - W) \right] \quad (5)$$

$$F_{r,t} = - (L - 2a) R \sum_{i=1}^N P_i \left[\cos(W + \frac{B}{2} - W) - \cos(W - \frac{B}{2} - W) \right] \quad (6)$$

(2) 轴向封油面上的油膜力 对于 HSFD 两端的轴向封油面, 可以把它们分别近似地看作为一个很窄的动压阻尼器。假设油腔中的压力不会对轴向封油面上的压力场产生较大的影响, 并认为 P 油膜理论成立, 从而可以得到 HSFD 两端轴向封油面上的油膜力在 r, t 方向的分力为

$$F_{s,r} = - \frac{2LRa^3}{C^2} [H_3^{02} + EW I_3^{11}] \quad (7)$$

$$F_{s,t} = - \frac{2LRa^3}{C^2} [H_3^{11} + EW I_3^{20}] \quad (8)$$

式中: $I_3^i = \frac{H_1 + P}{H_1} \frac{\sin^i H \cos^j H}{(1 + E \cos H)^3} dH$ $H = \arctg \left(\frac{a}{EW} \right)$

(3) 周向封油面上的油膜力 考虑到在 i 与 $i+1$ 油腔间的第 i 个封油面的两侧压力沿轴向是相等的, 可以假设周向封油面上的压力可以用长轴承理论来计算, 故可以求出 N 个周向封油面的油膜力在 r, t 方向的分力分别为

$$F_{c,r} = - (L - 2a) R \sum_{i=1}^N \left\{ \frac{12LR^2}{C^2} \frac{H_b}{H_i} [H_3^{10} - EW I_3^{01}] \cos H_i H + C_1 \frac{H_2}{H_1} J_3^{00} \cos H_i H + C_2 \frac{H_2}{H_1} \cos H_i H \right\}$$

$$F_{ct} = - (L - 2a)R \sum_{i=1}^N \left\{ \frac{12LR^2}{C^2} \frac{H_2}{H_1} \left[E_3^{10} - E_3^{01} \right] \sin H_1 H + C_1 \frac{H_2}{H_1} J_3^{00} \sin H_1 H + C_2 \frac{H_2}{H_1} \sin H_1 H \right\} \quad (10)$$

式中: $J_3^{ij} = \frac{\sin^i H \cos^j H}{(1 + E \cos H)^3} dH$, $H_1 = W + \frac{B}{2} - W$, $H_2 = W - \frac{B}{2} - W$; C_1, C_2 是与 E, E_3^{ij}, P_i, W 等有关的系数。文献[5] 给出了详细的推导过程及 C_1, C_2 的具体表达式。

2 HSF D 油膜力的动力特性

在同心协调圆进动假设下, 定义 HSF D(或 SFD) 的油膜刚度系数 K_H (或 K_S) 为单位涡动速度下, 油膜的径向力与轴颈偏心距之比; 油膜阻尼系数 C_H (或 C_S) 为单位涡动速度下, 油膜的切向力与轴颈的切向速度之比。

图 2 比较了 SFD 的 C_S, K_S 及 HSF D 的 C_H, K_H 随径向间隙比 C/R 变化的曲线。计算中的原始参数分别为: $N = 4, a = 10\text{mm}, L = 40\text{mm}, D = 60\text{mm}, B = 60^\circ, W = 0.0, W = 0.0, Q = 850\text{kg/m}^3, d_0 = 0.6\text{mm}, L = 0.8 \times 10^{-2} \text{Pa} \cdot \text{s}, P_s = 2.0\text{MPa}$ 等。可见, SFD 的 C_S, K_S 随 C/R 的增大而减小, 但是 C/R 的变化并不明显地改变 K_S, C_S 的非线性特性。SFD 的 C_S 随着 E 的增大在高 E 的范围内迅速增大; 在较小 E 及较大 E 的范围内 K_S 变化较快, 而在中等 E 的范围内, 变化较为平缓, K_S 及 C_S 均表现出了极强的非线性。然而 HSF D 的 C_H, K_H 不仅随 C/R 的增大而减小, 而且 C/R 的变化还明显地改变了 K_H, C_H 的非线性特性, HSF D 的 K_H 及 C_H 在 $E < 0.8$ 的范围内几乎不随 E 变化, 基本上保持为常数, 只有在 $E > 0.8$ 的范围内, C_H 才随 E 增大而增大, 在高 E 区 K_H 不仅不增大, 在 C/R 较小时, 反而有下降的趋势。可见静压作用的引入显著地降低了 SFD 油膜阻尼及刚度的非线性特性, 使油膜力特性的线性范围明显地增大; 此外 HSF D 所产生的油膜刚度及阻尼系数还远大于 SFD 所产生的油膜刚度及阻尼系数。

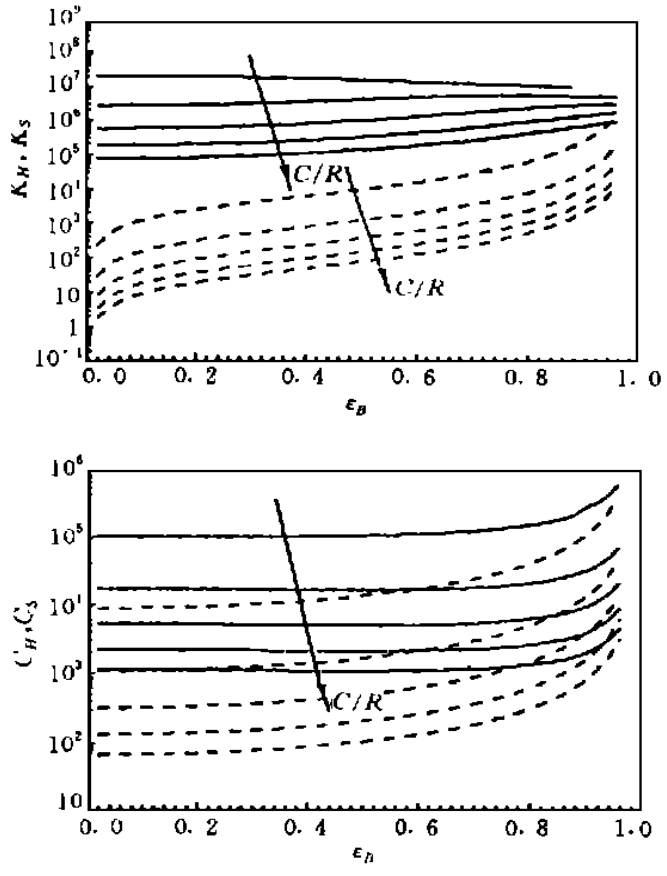


图 2 C/R 对 HSF D 及 SFD 刚度、阻尼系数的影响
 C/R 依次为 0.2%, 0.4%, 0.6%, 0.8% 及 1.0%;
 实线为 HSF D; 虚线为 SFD

计算结果还表明, 随着供油压力 P_s 的增大 K_H 随之增大, 但 C_H 几乎没有发生明显的变化。因而, 在不明显降低 HSF D 阻尼系数的情况下, 可以通过控制 HSF D 供油压力的大小来

改变 HSFD 的油膜刚度。另外, 对于 HSFD 来讲, 即便是在 $E=0$ 处, K_H 仍然不为零这即为 HSFD 的静承载能力。利用 HSFD 的静承载能力来承受转子系统的静载荷, 从而在同心型 HSFD 中可以不再借助于定心弹簧来承受转子的静载荷, 使 HSFD 的结构更为简单。

3 HSFD-刚性转子系统的不平衡响应

采用一端支承在具有较大刚性的滚动轴承上, 另一端支承在带有定心弹簧的 HSFD 或 SFD 上的刚性转子模型^[6], 分析 HSFD 或 SFD 对转子振动特性的影响以及对转子振动的控制作用。在稳态条件下, 由于转子系统的运动方程与 HSFD 的动力特性之间产生了复杂的耦合, 因而在对 HSFD 转子系统的特性进行分析时采用了数值积分的方法。SFD 系统特性的计算是在同心协调圆进动假设下得到的, SFD 的外形尺寸与 HSFD 相同, 双承载区结构的 SFD 的周向进油槽的宽度为 HSFD 油腔的轴向宽度。计算中采用的基本参数除 $D=60\text{mm}$, $F=0.005$, $P_s=2.0\text{MPa}$ 外, 其余参数来自试验转子系统。

图 3 是阻尼器的径向间隙比 C/R 对转子系统振幅响应曲线影响的一组计算结果。当转子的不平衡量 U 较小时, 如图 3(a) 中 $U=0.1$ 所示, SFD 转子系统在 C/R 较小时, 系统的振幅始终较小, 而当 C/R 较大时, 转子振幅响应曲线在系统的弹支临界转速附近出现明显的峰值区, 随着 C/R 的增大, 峰值也随之增大。然而 HSFD

转子系统无论在较小 C/R 还是在较大 C/R 的情况下, 振幅响应曲线都比较平坦。即便在较大 C/R 的情况下在弹支临界转速附近出现振幅的峰值, 其振幅的最大值也只有 SFD 支承情况下最大峰值的 30% 左右。这表明在 C/R 较大时, SFD 产生的油膜力较小, 而 HSFD 产生的油膜力较大, 从而明显地抑制了转子系统振幅的增大。

当 U 较大时, 如 $U=0.2$, 支承在 SFD 上的转子系统在较大 C/R 的情况下, 会在系统的弹支临界转速附近一个有限转速区间内出现多解区, 即双稳态区, 而且随 C/R 的增大, 转子的振幅增大, 双稳态转速也增大并向高转速方向移动, 如图 3(b) 所示。然而支承在 HSFD 上的转子系统的振幅响应曲线上不仅不会出现双稳态, 而且共振峰也明显地小于 SFD 支承的转子系统的共振峰。只有在 C/R , U 很大的情况下, 如计算中在 $U=0.3$, $C/R=0.9\%$ 时, HSFD 系统才有可能在一个很小的转速区间上出现双稳态, 但双稳态转速区较小, 振幅也较

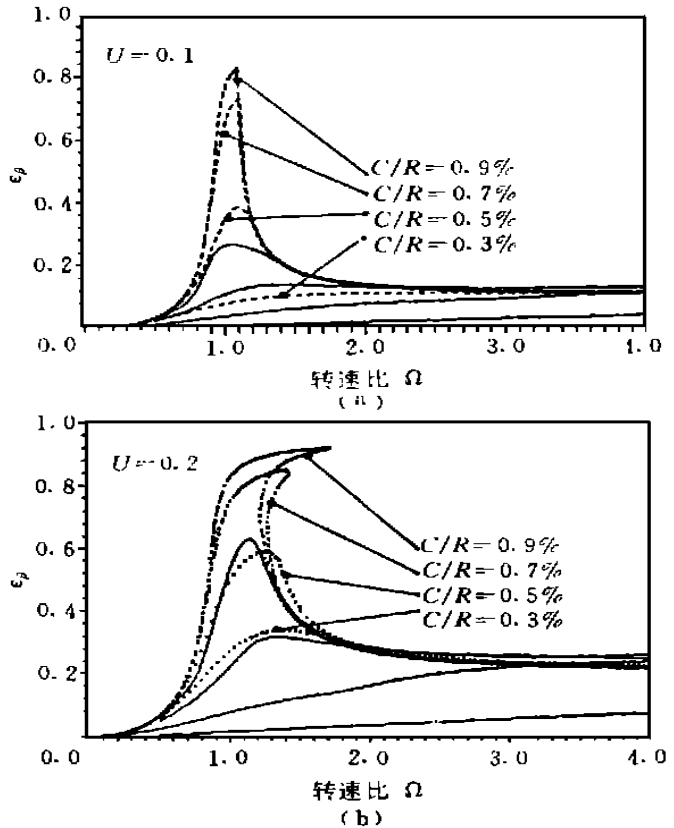


图 3 C/R 对转子系统振动特性的影响
实线为 HSFD; 虚线为 SFD

小。在高转速区,支承在HSFD上转子系统的振幅虽然稍大于支承在SFD上转子系统的振幅,但是由于在该转速范围内转子的振动较小,因而两者之间没有明显的差别。可见,HSFD明显地改善了SFD油膜力的高度非线性,可以利用HSFD来克服SFD在较大 C/R , U 的情况下出现的双稳态现象,扩大SFD所能适应的转子不平衡量的范围。

4 试验研究

为了方便地调整HSFD的 C/R ,试验中所用的HSFD采用了锥形无周向回油槽、油腔周向均布、无端封、4个深油腔的结构。HSFD的锥角为 30° , $a=12\text{mm}$, $L=40\text{mm}$, $W=0$, $B=80^\circ$ 。HSFD的平均直径为 59.72mm , $d_0=0.6\text{mm}$, $P_s=3.5\text{MPa}$ (此值为油泵出口处的表压力,阻尼器的实际供油压力远小于此值)。采用变压器油作为润滑油。转子系统的不平衡量为 $240\text{g}\cdot\text{mm}$ 。

图4比较了不同 C/R 的SFD及HSFD转子系统的不平衡响应曲线。当 C/R 较小时,如 $C/R=0.279\%$,无论是SFD还是HSFD系统,在弹支临界转速区不出现峰值区,随着转速的增大,振幅仍在增大。转子系统的振动虽不大,但转子未发生“质心转向”,始终处于未倒置状态。相对于SFD来讲,HSFD支承的转子系统的振幅均小于SFD支承的转子系统的振幅

值。当 C/R 在中等范围内取值时,如 $C/R=0.502\%$,支承在SFD上的转子系统虽然在弹支临界转速附近出现了共振峰,但转子的振动仍较小,这是SFD良好减振的 C/R 的选择范围。而支承在HSFD上的转子系统,其振幅始终小于支承在SFD上转子系统的振幅。如试验中支承在HSFD上的转子系统的最大振幅点的转速增高了约10%,而最大振幅约为SFD支承时系统最大振幅的74%。当 C/R 较大时,如 $C/R=0.726\%$ 及 0.947% ,在试验不平衡量的条件下,支承在SFD上的转子系统在弹支临界转速以后,转子的振幅迅速增长,而且振幅在较宽的转速范围内始终保持为较大的值,只有当转速增加到一定值时,转子的振幅突然跳跃到振幅较小的状态,同时转子发生“质心转向”现象,这是SFD转子系统中典型的双稳态跳跃。但当采用了HSFD之后,转子系统不仅不产生双稳态跳跃,而且转子系统的最大振幅也较小。如当 $C/R=0.726\%$ 及 0.947% 时,支承在SFD上的转子系统在双稳态区的最大振幅达 0.395mm 及 0.532mm ,而支承在HSFD上的转子最大振幅只有 0.155mm 及

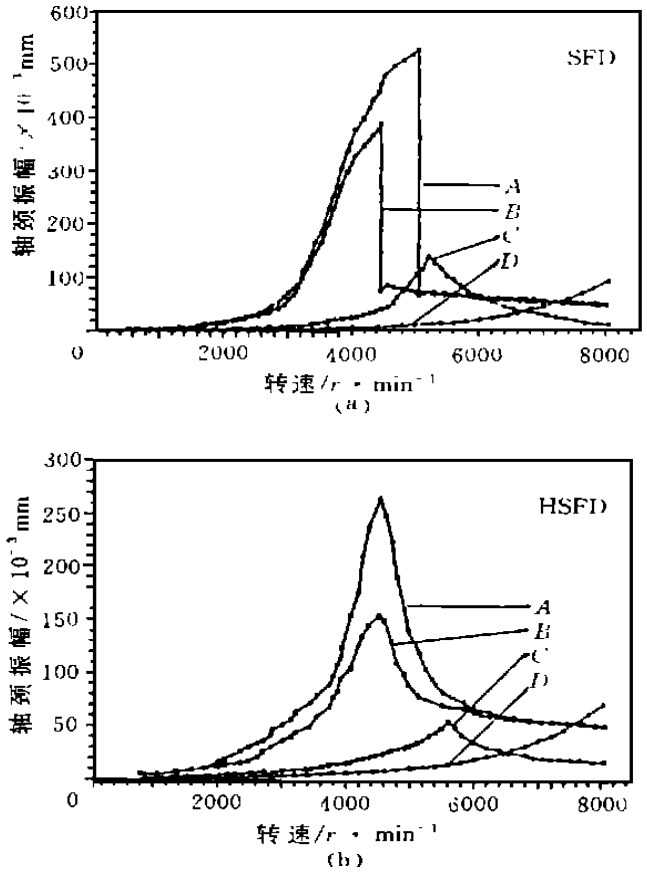


图4 试验结果

A- $C/R=0.947\%$; B- $C/R=0.726\%$;

C- $C/R=0.502\%$; D- $C/R=0.279\%$

0. 275mm, 分别约为前者的 40% 及 51%。

通过与理论分析结果的比较, 可以发现定性上两者之间具有良好的一致性。HSFD 良好减振的 C/R 的值较一般 SFD 良好减振的 C/R 的值高的原因除了 HSFD 系统的刚度较大之外, 试验中采用了较大的锥角也是其增大的一个主要原因。

5 结 论

(1) HSFD 的油膜刚度系数及阻尼系数是 HSFD 的间隙比 C/R 、供油压力 P_s 、节流器直径、油腔的几何形状等的复杂函数。一般情况下, C/R 越小, P_s 越大, HSFD 的油膜刚度越大; C/R 越小, P_s 越大, HSFD 的油膜阻尼系数越大, HSFD 的油膜阻尼对 P_s 的变化不敏感, 因而在 P_s 的变化过程中, 阻尼基本上没有发生明显的变化。

(2) HSFD 的油膜特性在 $E < 0.8$ 的范围内基本上是线性的, 它不仅能够减小转子系统的振动, 而且还能够克服由 SFD 油膜力的高度非线性产生的具有极大振动的双稳态, 是一种具有良好动力特性的弹性阻尼元件。

(3) 相对相同尺寸的 SFD 来讲, HSFD 不仅能够在较小或较大的 C/R 范围内能够明显改善 SFD 的特性, 同样在 SFD 能够起到良好的减振作用的中等 C/R 的范围内仍能够改善中等 C/R 的 SFD 的特性, 使其振幅更小, 更易通过临界区。

(4) 试验结果与理论分析结果在系统参数对转子系统振动特性影响的变化规律上较为吻合, 说明近似计算 HSFD 油膜力的方法具有一定的可靠性, 可以作为一种近似的计算 HSFD 油膜力的方法使用。

本文是在浙江大学化工机械研究所汪希萱教授的指导下进行的, 特此致谢!

参 考 文 献

- 1 Adams M L, Zahloul H. Attenuation of rotor vibration using controlled pressure hydrostatic squeeze film dampers. Proc 11th Biennial Conf on Mech Vibr and Noise, Boston, 1987, (1): 99- 108
- 2 Goodwin M J et al, An analysis of combined squeeze film and variable stiffness hydrostatic bearings, and their use in aircraft engine vibration control. Proc 3rd Int Conf Vibr in Rotating Machinery, Lyon, 1988, 85- 92
- 3 Goodwin M J, et al. The elimination of shaft critical speeds using parallel hydrostatic and squeeze film bearing. Proc ASME. Symp Transport Phenomena, Dynamics and Design of Rotating Machinery. USA, 1988, (4- 6): 226- 240
- 4 Davies P B. A general analysis of multi-recess hydrostatic journal bearings. Proc Instn Mech Engrs, 1969- 70, 184 (43), PT. 1, 826- 837
- 5 Zhu C, Wang X. Development of an advanced hybrid squeeze film damper for rotor system vibration control. IFTOMM 4th Inter. Conference on Rotor Dynamics, Chicago, 1994, 182- 191
- 6 祝长生, 汪希萱. 结构参数可控的挤压油膜阻尼器对刚性转子振动的主动控制. 浙江大学学报, 1992, 26(增刊): 129- 137