

扩压式自泵送流体动压机械密封启动摩擦特性试验研究

郑伟^{1,2}, 孙见君², 马晨波², 余振¹, 陶浩浩¹

(¹ 安徽科技工程大学智能制造学院, 安徽 滁州 239000; ² 南京林业大学机械电子工程学院, 江苏 南京 210037)

摘要: 机械密封启动阶段的摩擦性能对其稳定运行时密封性能的发挥和服役寿命具有重要影响。为探究扩压式自泵送流体动压机械密封(DSPHMS)的启动摩擦特性, 采用实验室自主设计的机械密封性能试验装置, 对DSPHMS在不同启动状态下的瞬态摩擦扭矩进行实时测量, 并将结果与普通自泵送流体动压机械密封(SPHMS)和接触式机械密封(C-MS)进行对比, 通过摩擦扭矩变化曲线对其启动阶段的摩擦状态转变特性进行分析。结果表明: 启动过程中, 所有密封件的摩擦扭矩曲线在变化趋势上均表现出较好的一致性, 摩擦扭矩数值从低值迅速到达峰值点, 而后迅速下降到谷值开始平稳变化; 与SPHMS和C-MS相比, DSPHMS启动过程中的摩擦扭矩数值最小; 在速度变化率为12 s/kr时, DSPHMS的脱开转速最小为1123 r/min。

关键词: 机械密封; 自泵送; 启动过程; 试验研究; 摩擦特性

中图分类号: TH136

文献标志码: A

文章编号: 0438-1157 (XXXX) XX-0001-12

Experimental study on start-up friction characteristics of diffused self-pumping hydrodynamic mechanical seal

ZHENG Wei^{1,2}, SUN Jianjun², MA Chenbo², YU Zhen¹, TAO Haohao¹

(¹ College of Intelligent Manufacturing, Anhui Science and Technology University, Chuzhou 239000, Anhui, China; ² College of Mechanical and Electronic Engineering, Nanjing Forestry University, Nanjing 210037, Jiangsu, China)

Abstract: Friction performance during the start-up stage of mechanical seals has a significant influence on their sealing performance and service life during stable operation. To investigate the start-up friction characteristics of a diffused self-pumping hydrodynamic mechanical seal (DSPHMS), a self-designed mechanical seal performance test device was used to measure the transient friction torque of the DSPHMS under different start-up conditions in real time. The results were compared with those of a conventional self-pumping hydrodynamic mechanical seal (SPHMS) and a contacting mechanical seal (C-MS). The friction state transition characteristics during the start-up stage were analyzed based on the friction torque variation curves. The results show that the friction torque curves of all seals exhibit a consistent trend during start-up: the friction torque rapidly rises from a low value to a peak, then quickly drops to a trough and stabilizes. Compared with SPHMS and C-MS, the DSPHMS presents a lower friction torque during start-up. At a speed change rate of 12 s/kr, the minimum lift-off speed of the DSPHMS is 1123 r/min.

Keywords: mechanical seal; self-pumping; start-up process; experimental study; friction characteristics

引言

非接触式机械密封在稳定工作中, 密封面间会

因流体动压而形成流体动压膜^[1], 从而使密封端面不接触, 使其在石油、化工和核电等领域得到了广泛的应用^[2-3]。传统的非接触机械密封根据其工作

收稿日期: XXXX-XX-XX 修回日期: XXXX-XX-XX

引用本文: 郑伟, 孙见君, 马晨波, 余振, 陶浩浩. 扩压式自泵送流体动压机械密封启动摩擦特性试验研究[J]. 化工学报, XXXX, XX(X): 1-12

Citation: ZHENG Wei, SUN Jianjun, MA Chenbo, YU Zhen, TAO Haohao. Experimental study on start-up friction characteristics of diffused self-pumping hydrodynamic mechanical seal[J]. CIESC Journal, XXXX, XX(X): 1-12

形式的不同,可以分为上游泵送机械密封和干气密封两种^[4]。此两种密封形式在工作过程中需时刻保持密封介质的清洁性^[5]。这是因为,如果介质流体中含有固体颗粒,在其产生泄漏时,介质流体一旦流经密封坝区便会快速破坏密封界面,引发密封失效^[6]。因此,为了维持该类机械密封的长周期运行,现有设备需建有阻塞流体供应系统,以提高介质流体的洁净度,这就大大增加了设备的建设成本和运行成本^[7]。

为解决上述问题,孙见君团队提出一种扩压式自泵送流体动压机械密封^[8-9](DSPHMS),并对其开展了一系列的研究工作。葛诚等^[10]通过数值模拟发现该密封结构具有优异的密封性能,与普通流体动压机械密封相比,密封界面开启力可以提升至50%以上;王琳娜等^[11]以泄漏率和开启力为目标参数,采用带精英策略的非支配排序遗传算法(NSGA-II)得到了密封端面型槽的最优结构参数;施建等^[12]采用离散相模型对DSPHMS的自清洁特性进行了研究,结果发现该密封结构在高速和低介质压力工况下工作时,排屑率高达92.3%;郑伟等^[13]通过Fluent数值模拟对其综合密封性能进行了分析,发现等截面型DSPHMS综合密封性能最优;饶远等^[14]研究了中高温工况下密封界面间的液膜相变,并通过均匀实验法求得最优端面结构参数;帅东等^[15]分析了密封结构内的传热过程及端面温度分布,揭示了DSPHMS的自冷却特性。不难发现,以上研究工作均是在密封稳定运行这一条件下进行开展的,未能对DSPHMS启动过程进行关注。虽然密封的启动过程往往十分短暂,但启动过程中密封端面的摩擦

特性却会对密封件后期的密封性能和服役寿命产生重要影响^[16]。

本文基于实验室自主设计的密封性能试验装置,对DSPHMS的启动摩擦特性进行试验研究。探讨不同启动速度变化率下,密封端面摩擦扭矩与启动时间之间的变化关系,分析其启动摩擦特性,并将试验结果与普通自泵送流体动压机械密封(SPHMS)和接触式机械密封(C-MS)作对比,为推动DSPHMS的工程设计和应用提供支撑。

1 物理模型

图1给出了DSPHMS的几何结构示意图^[10]。从图1中可以看出,动环端面是由扩压环槽、螺旋槽、密封堰和密封坝组成;静环上设有集流环槽和引流孔。在工作时,动环随主轴进行旋转,其端面型槽的凸面对槽内流体做功,一方面提高了介质流体的运动速度,另一方面提升了流体的压力;在离心力作用下,流体沿凸面轮廓线切向向动环外径侧流动而泵送出螺旋槽,流经扩压环槽,回到密封腔中。在压差的作用下,型槽内的流体可周而复始形成自泵送循环。DSPHMS的自泵送效应,一方面有利于介质流体中固体颗粒与基质分离,使杂质颗粒在离心力的作用下重新回到密封腔,可有效避免密封面之间的磨粒磨损^[12];另一方面,阻塞流体形成自循环,能够降低密封端面的温度提升密封性能,同时省去了阻塞流体供应系统的辅助泵入泵出设备,降低机泵运行成本。表1给出了DSPHMS的端面结构参数^[17-18]。

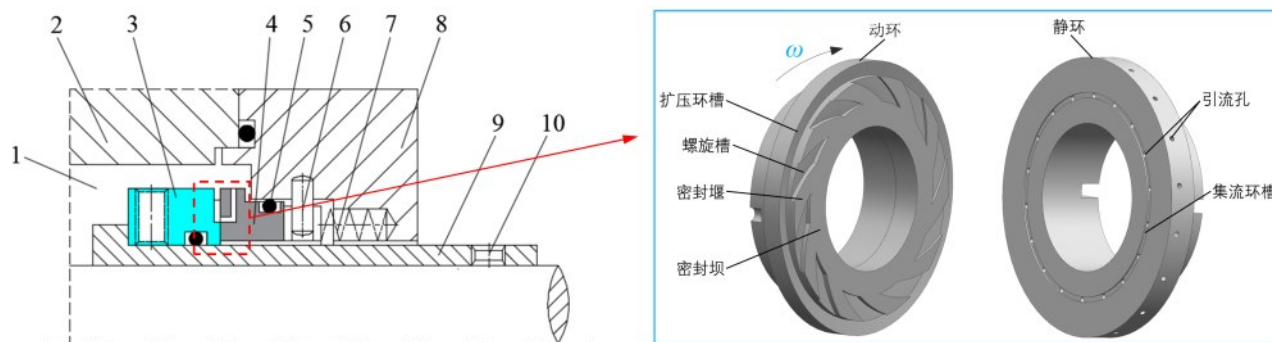


图1 DSPHMS几何结构

Fig.1 Geometric structure of DSPHMS

注:1-密封腔;2-壳体;3-动环;4-静环;5-O形圈;6-周向固定销;7-弹簧;8-静环座;9-轴套;10-紧固螺钉

为了更好的突出DSPHMS的启动摩擦特性,本文选用课题组前期研究提出的SPHMS结构作对比,

其动环结构如图2所示^[9],与DSPHMS相比仅仅缺少了扩压环槽部分,静环与DSPHMS相同。选用的

表1 DSPHMS密封环端面结构参数

Table 1 Structural parameters of DSPHMS sealing ring end face

参数	数值
密封环外径 r_k/mm	49.5
螺旋槽外径 r_o/mm	44.5
螺旋槽根径 r_g/mm	35.5
密封环内径 r_i/mm	26.5
扩压环深 $h_k/\mu\text{m}$	60
螺旋槽深 $h_g/\mu\text{m}$	50
槽台宽比 γ	0.5
槽数 N_g	18
螺旋角 $\alpha/^\circ$	30
集流环槽宽 L_h/mm	2
集流环槽深 H_h/mm	0.5
引流孔径 D/mm	2

SPHMS 结构形式可以分为两种^[7],一种是型槽做功能力与 DSPHMS 相同的普通自泵送流体动压机械密封 SPHMS-1;另一种是型槽加长(即螺旋槽做功能力变强),但密封端面大小与 DSPHMS 相同的普通自泵送流体动压机械密封 SPHMS-2。其主要结构参数如表 2 所示^[20],其余参数均采用表 1 中的数值。

表2 SPHMS密封环端面结构参数

Table 2 Structural parameters of SPHMS sealing ring end face

密封类型	r_k/mm	r_o/mm	r_g/mm	r_i/mm
SPHMS-1	/	44.5	35.5	26.5
SPHMS-2	/	49.5	35.5	26.5
DSPHMS	49.5	44.5	35.5	26.5

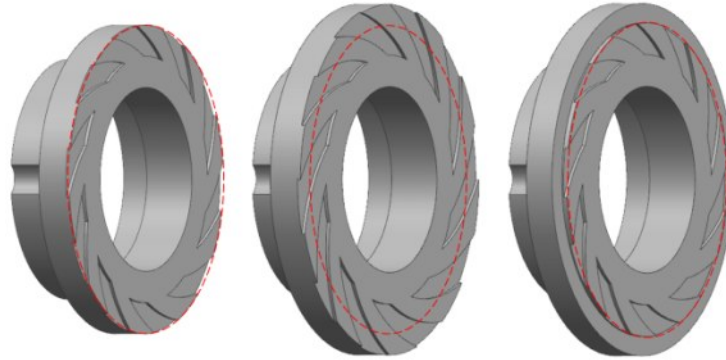


图2 SPHMS动环结构示意图

Fig.2 Schematic diagram of the rotating ring of SPHMS

注:(a) SPHMS-1 (b) SPHMS-2 (c) DSPHMS

2 试验装置及试件

2.1 试验装置

试验装置的整体结构如图 3 所示,该装置主要由密封性能试验台架、介质循环管路、稳压装置、测量装置以及数据采集控制系统组成。试验台中变频电机与变频器连接实现转速调节,1 Hz 对应 30 r/min,频率上限为 200 Hz,转速上限为 6000 r/min;利用变频器自带的简易 PLC 功能可实现编程设置和自动控制电机的多段速运转。而联轴器采用柔性连接,实现电机与密封腔之间的动力传输。摩擦扭矩数值通过扭矩传感器进行实时采集;采集卡将数据传输至计算机,采集功能通过 Matlab 编程实现。该试验系统可以实现对各种操作条件下密封面间的摩擦扭矩、泄漏率、膜厚度、液膜压力、端面温度

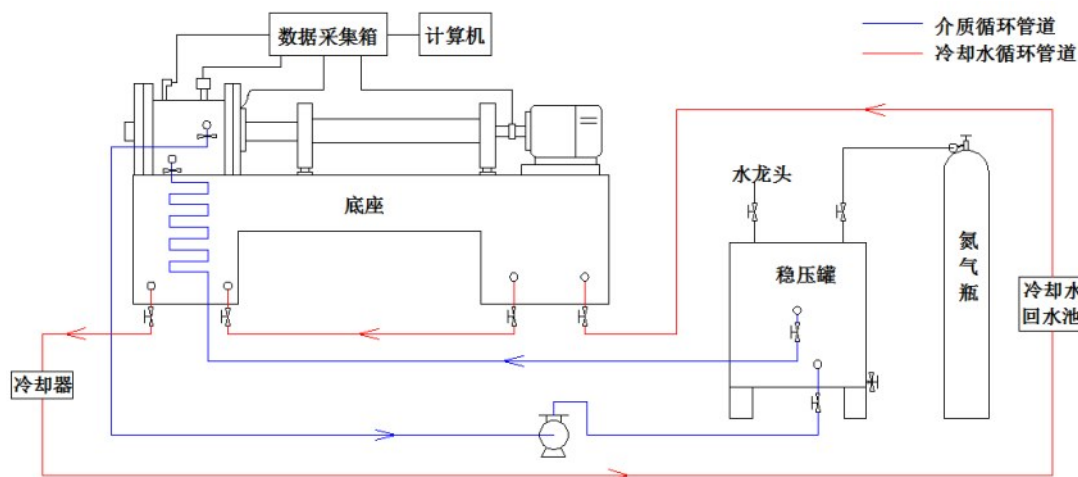
和流动相变等性能参数的实时监测。

2.2 试件加工

动环材料均 SiC,静环材料为碳石墨 M106K。DSPHMS 动环端面不加工型槽,则成为光滑面,与静环配对则构成 C-MS 试件^[21]。将所有试件的二维工程图进行整理,委托校外密封件生产企业对动、静环试件进行机加工和端面型槽处理,最终可以得到加工好的动、静环试件如图 4 所示。

3 试验方法

试验密封介质为常温水,介质压力 p_s 取 0.5 MPa。机械密封稳定运转时的工况转速设定为 3000 r/min,即机械密封试验台架的电机转速从 0~3000 r/min 进行变化^[22-23]。为保证试验结果的准确



(a) 试验装置结构原理



(b) 密封性能试验台架(c) 密封测试单元

图3 密封性能试验装置

Fig.3 Seal performance test device

性,在进行试验时,使电机以5种不同速度变化率12 s/kr、8 s/kr、4 s/kr、2 s/kr以及1 s/kr进行运转,对不同速度变化率下的启动摩擦扭矩进行采集测量。速度变化率定义为每增加1000 r/min所需的时间(单位:s/kr),数值越小则表示加速越快。此外,考虑到电机实际启动瞬间会存在迟滞现象^[24],因此各速度变化率所对应的启动时间分别约为36 s、24 s、13 s、7 s和4 s。在准备好动静环试件以及确定工况参数后,便可进行试验操作,具体操作步骤如下:

(1) 检查密封试验系统,确保各组成部分均一切正常;根据所需工况参数,调试设备,安装动、静环试件;

(2) 打开稳压罐进液阀门,氮气瓶总阀,控制稳压罐出口流量,观察稳压罐压力表数值;调节密封测试单元的进液阀、出液阀以及位于顶部的排空阀,确保密封腔内介质达到试验所需介质压力

数值;

(3) 保持静止20分钟,在稳定介质压力下检查端盖,动、静环密封面以及密封腔上的螺纹孔处是否发生泄漏;若不发生泄漏,则可打开冷却循环管道的所有水阀,启动循环泵,使密封介质开始循环;

(4) 设置电机转速变频器,使电机转速为线性变化,变化范围为0~3000 r/min,设置速度变化率;运行计算机上的密封性能测试软件,使电机按照给定速度参数开始工作,实时采集端面摩擦扭矩数值,并收集密封泄漏量,同一试件在相同速度变化率下,重复测试3次;

(5) 关闭进水阀,打开密封测试单元的排空阀,使各压力表数值恢复至0;至此,完成一组动、静环试件在某一速度变化率下的端面摩擦扭矩的测量工作;更换其他速度变化率以及动、静环试件,重复上述试验步骤,每组试件需进行15次测试,所有试

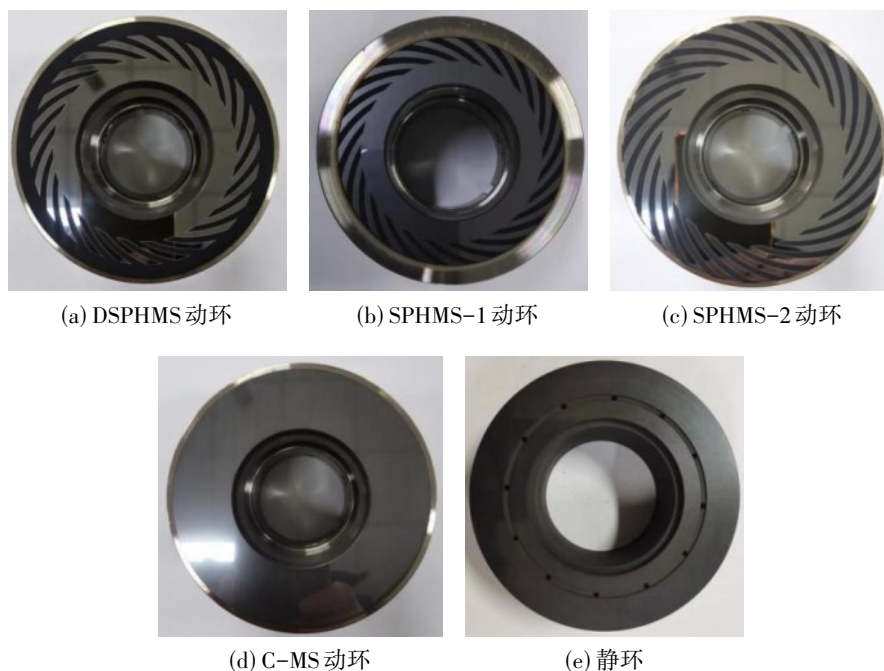


图4 动、静环试件实物图

Fig.4 Physical photographs of the rotating and stationary ring specimens

件共计60次测试。

4 试验结果与分析

4.1 端面摩擦扭矩

对DSPHMS、SPHMS-1、SPHMS-2以及C-MS在5种启动速度变化率下的端面摩擦扭矩进行了测量,所得试验结果如图5~8所示。图中 M_1 、 M_2 、 M_3 分别表示第1次、第2次、第3次试验测得的摩擦扭矩; n_1 、 n_2 、 n_3 分别表示第1次、第2次、第3次试验对应的工况转速; n_c 表示脱开转速。从图5~8中可以发现,在所有的子图中,三条曲线在趋势和数值上均表现出良好的一致性,这表明本试验中对密封端面瞬态摩擦扭矩的测试方法是足够可靠的,试验结果具有良好的可重复性。启动阶段密封端面的摩擦扭矩随时间变化规律表现出以下共同特征:(1)摩擦扭矩从低值迅速到达峰值点,且峰值点几乎出现在同一时间节点(约在 $t=1.6$ s处)。不仅每个子图的三次重复试验有此现象,所有四组密封试件在5种不同速度变化率下的60次测试中均表现出这一特征;(2)摩擦扭矩在经过峰值后,会有一个明显的下降阶段,使扭矩达到谷值,然后开始平稳变化,进入相对稳定的时期,直到最大速度;(3)对于同一动、静环试件,启动过程中其速度变化越快,扭矩峰值越低。

值得注意的是,所有扭矩峰值出现在的同一时

间节点可能是一系统值,与试验方法或密封性能测试台架自身结构等因素有关,而不属于密封端面摩擦效应的作用。这是因为,从图中可以看出其大小完全不受密封试件类型以及速度变化率大小的影响。

从图5~8可知,在启动过程中,DSPHMS动、静环试件的端面摩擦扭矩变化曲线存在一明显的波谷。扭矩先由零迅速增加至峰值,再快速下降、逐渐减小至谷值后出现缓慢上升。根据Stribeck曲线的基本概念,具有谷趋势的“摩擦系数-速度”曲线,代表润滑状态从边界润滑状态到全膜润滑状态的转变。在本文中,可以用摩擦扭矩代表摩擦系数。由此可以推断,在本文给定的工况条件下,对于DSPHMS而言,在不同速度变化率下密封端面的润滑状态均实现了由边界润滑状态向全膜润滑状态的转变,即动、静环端面实现了分离;而其他类型密封未能实现密封面的脱开。

根据文献[24~25]中对脱开转速的定义,从图5(a)~(c)中不难看出,DSPHMS脱开转速大小分别约为1123、1209以及1331 r/min。这三者在数值上相差不大,这也证明了本文试验方法的准确性。而图5(d)以及5(e)中得出的脱开转速大小分别约为1620 r/min和2000 r/min,这与5(a)~(c)得出的结果偏差较大。造成这一现象的主要原因在于,此两种速度变

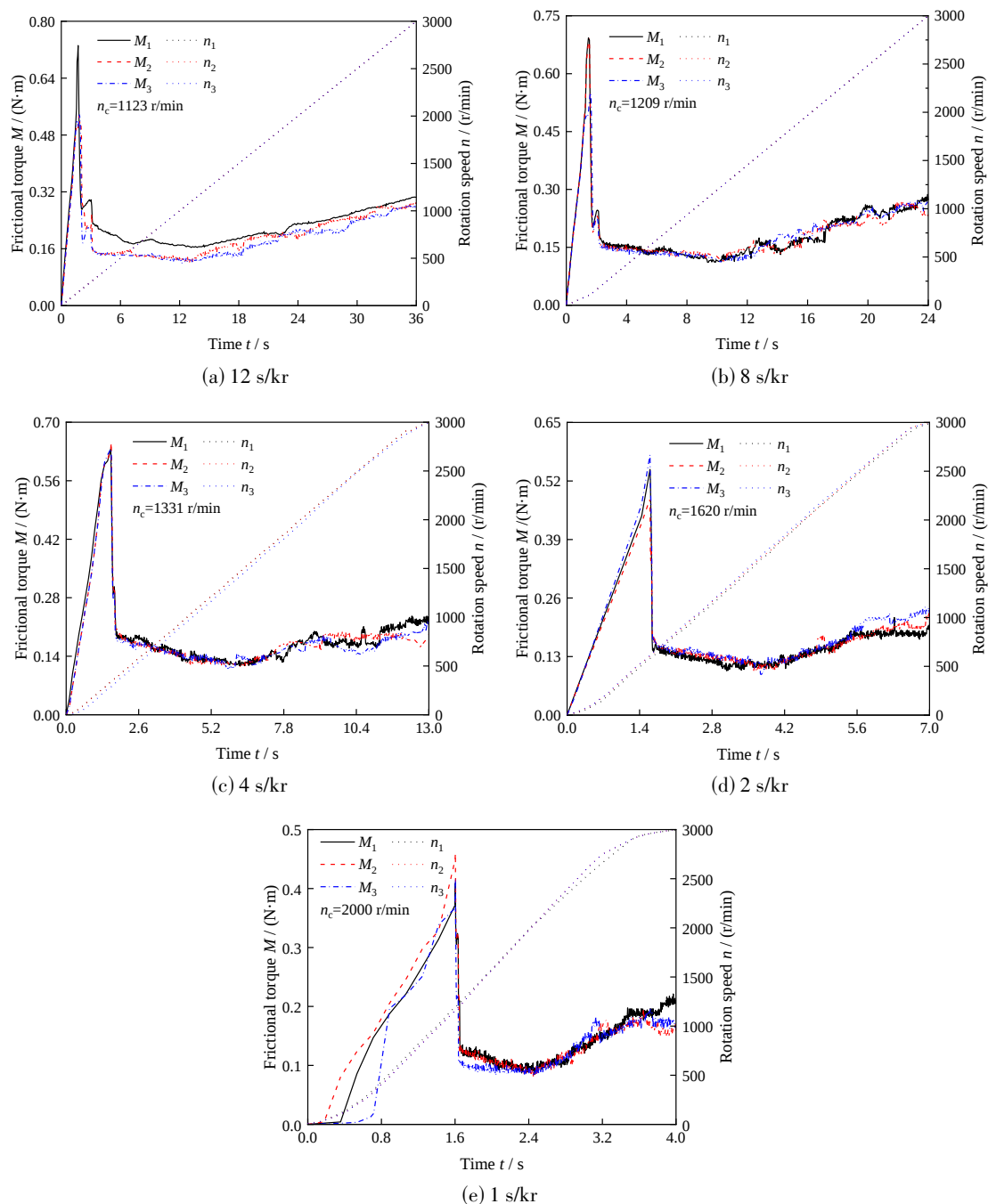


图5 DSPHMS在不同速度变化率下的摩擦扭矩

Fig.5 Friction torque of DSPHMS at different speed change rates

化率下启动时间较短,电机速度变化过快,从而导致密封端面的流体动压效应出现了迟滞现象,此时需要更大的转速才能够使端面获得足够的压力实现密封面的脱开。

此外通过对比图5~8后可以发现,对于不同的密封试件,在不同的速度变化率下所表现出的扭矩水平也各不相同。主要表现为:DSPHMS动、静环试

从图9中可以看出,DSPHMS启动过程中的峰

件的扭矩整体数值明显最小,其次是SPHMS-1动、静环试件,再次是SPHMS-2动、静环试件,而C-MS试件摩擦扭矩最大。其中,SPHMS-2的整体扭矩水平与C-MS整体水平较为相近。为了更加清晰的对比各密封试件端面摩擦扭矩之间的差异,图9给出了在不同速度变化率下各试件启动过程中的峰值扭矩 M_p 和最大转速扭矩 M_{3000} 的对比情况。值扭矩以及最大转速扭矩值均要明显小于其他试

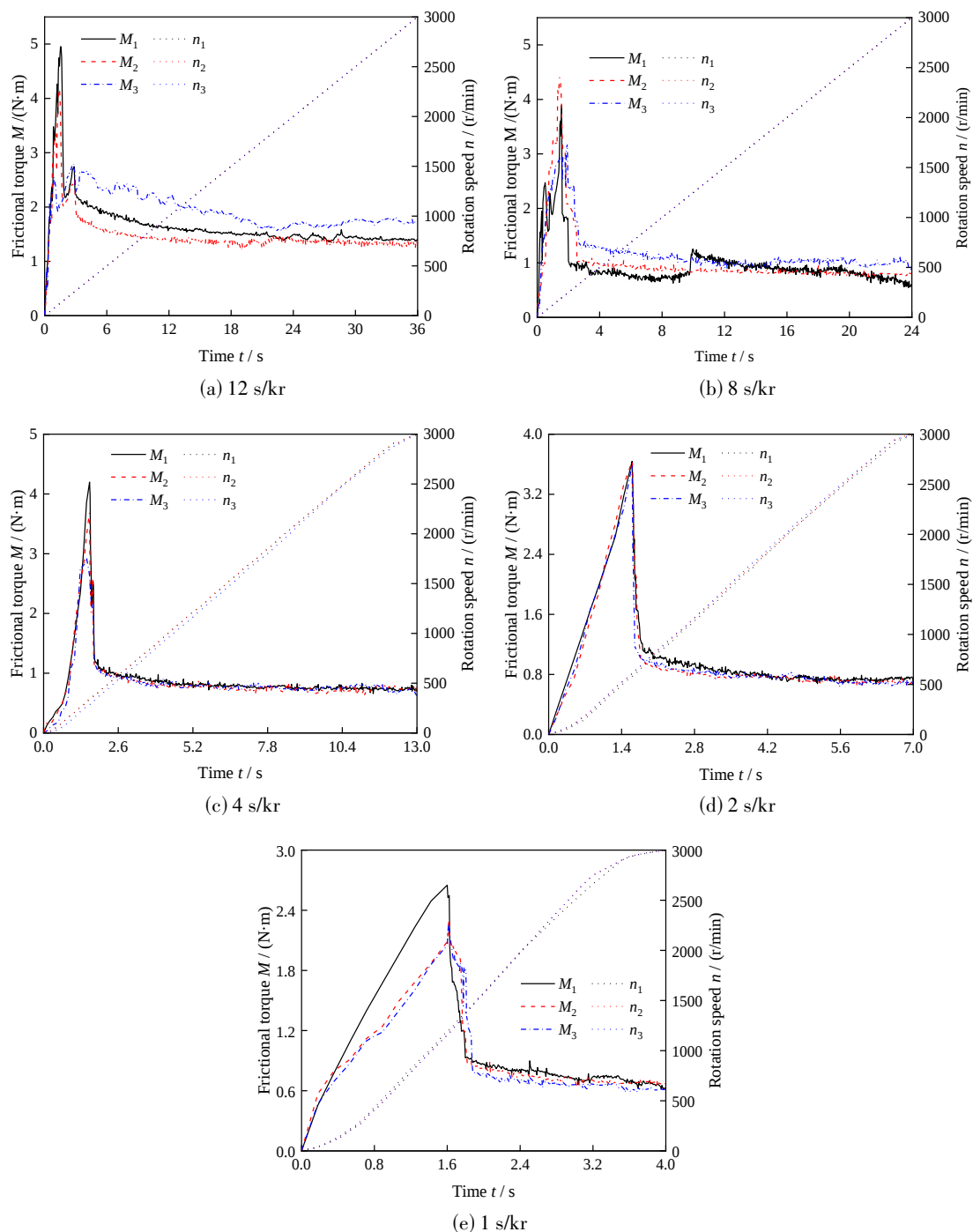


图6 SPHMS-1在不同速度变化率下的摩擦扭矩

Fig.6 Friction torque of SPHMS-1 at different speed change rates

件;SPHMS-2的峰值扭矩与C-MS相近,SPHMS-1的峰值扭矩以及最大转速扭矩均要明显小于SPHMS-2。根据牛顿内摩擦定律,流体膜的摩擦力矩越小,则表示膜的厚度越大。由此可知,与SPHMS相比,DSPHMS动、静环端面在工作时则更易形成全膜流体润滑,仅需较小的转速即可实现密封端面的脱开。由SPHMS-1与SPHMS-2的扭矩试

验值对比情况可以发现,SPHMS-1的密封端面在工作时所产生的流体动压效应是要大于SPHMS-2的。说明对于整个密封端面而言,并不是螺旋槽越长,自泵送流体动压机械密封所获得的增压能力就越好;虽然较长的螺旋槽可以带来较高的做功能力,但整个密封端面的大小也随之增加,最后增压性能反而变差。

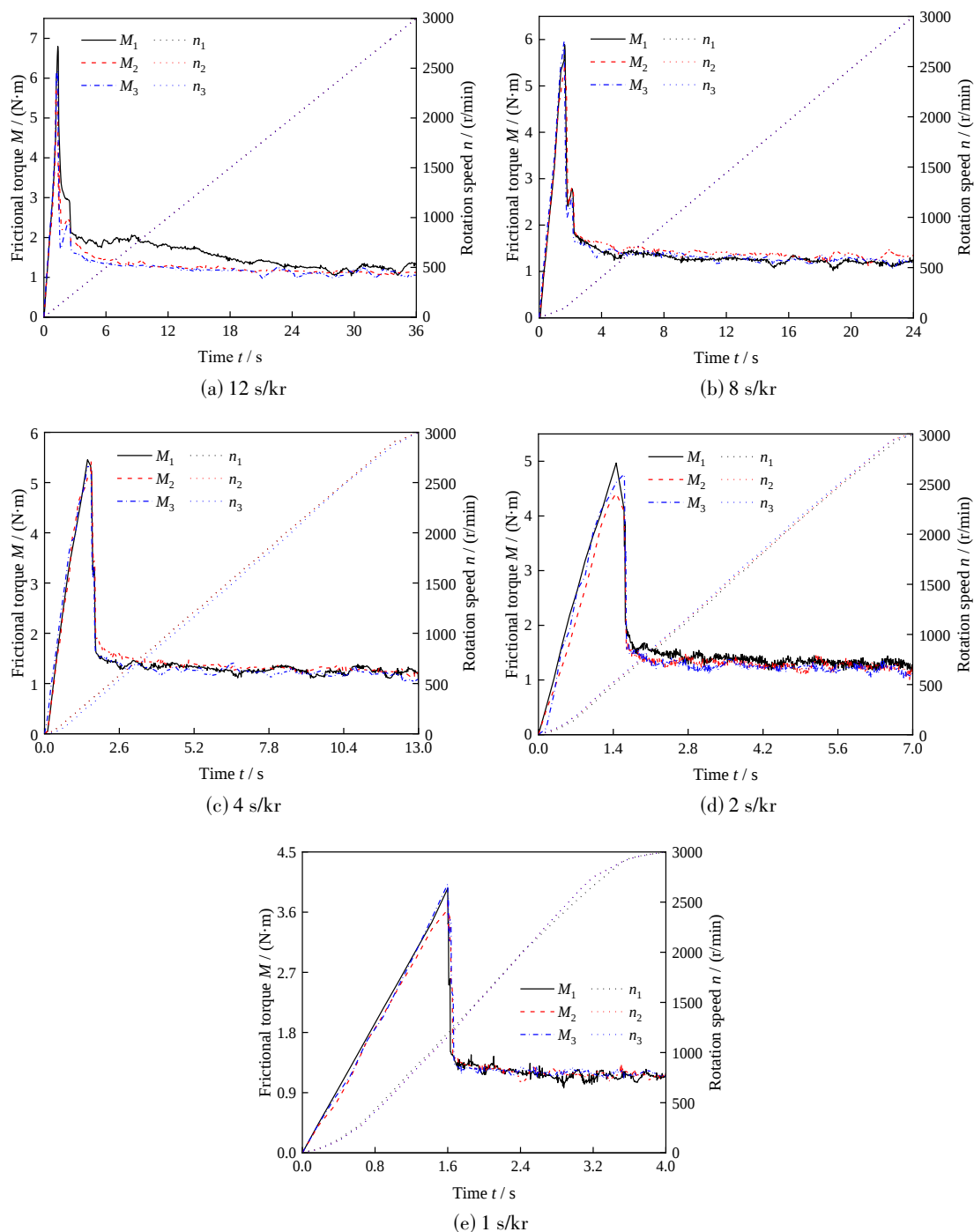


图7 SPHMS-2在不同速度变化率下的摩擦扭矩

Fig.7 Friction torque of SPHMS-2 at different speed change rates

4.2 泄漏率对比

虽然,扩压环槽的存在大大的增加了DSPHMS的扩压能力^[7,25],但也因此增加了其泄漏的风险。本文在对不同试件启动过程中的摩擦扭矩进行测量的同时,对端面泄漏量也进行了采集。由于启动时间很短,很难收集大量的泄漏介质来获得相对准确的泄漏率。因此本文只比较了四个密封件在12 s/kr

下的启动结果,如图10所示。从图中可以发现,SPHMS-2和C-MS在整个启动时间内无泄漏发生,泄漏率均为零;SPHMS-1虽然存在泄漏,但泄漏率较小(小于0.5 ml/h);DSPHMS泄漏率最大,达到7.84 ml/h,大于其他密封。这是因为,在试验条件下,只有DSPHMS实现了密封面的脱开,动、静环端面从接触状态转变为非接触状态,密封面在脱开过程

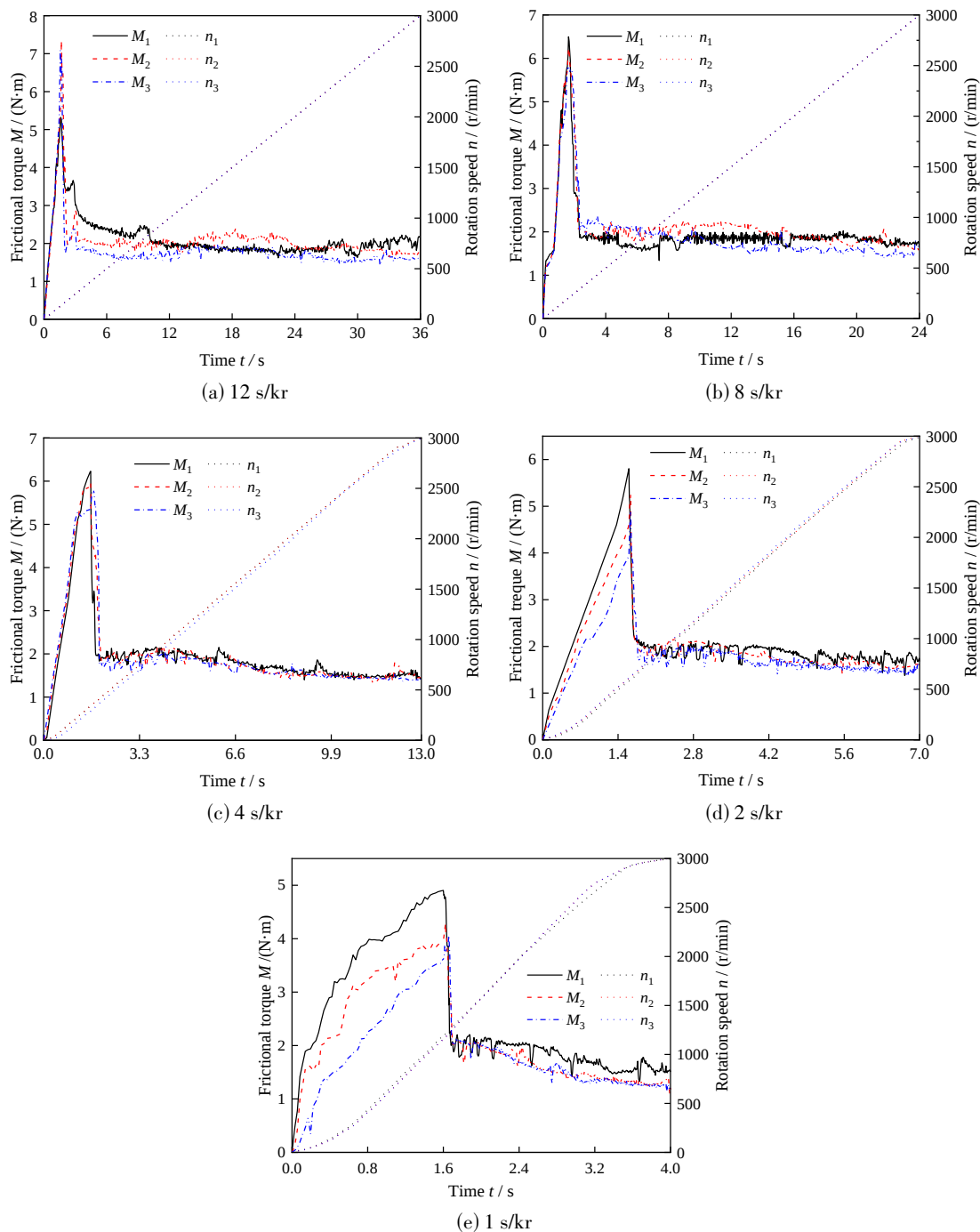


图8 C-MS在不同速度变化率下的摩擦扭矩

Fig.8 Friction torque of C-MS at different speed change rates

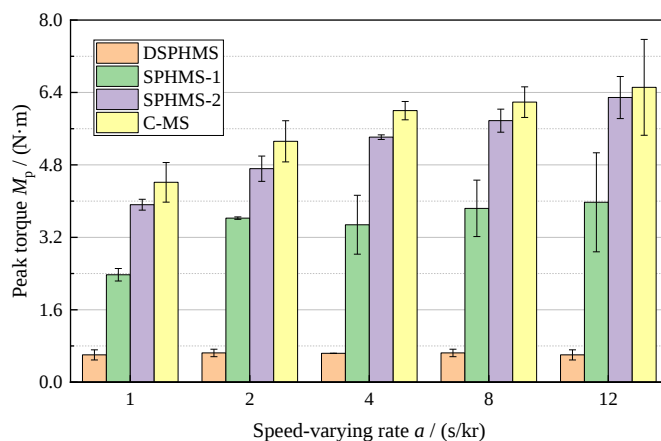
中,端面泄漏率会出现明显的增加现象。考虑到测量中存在的误差等因素,该值仍在可接受范围之内。

5 结论

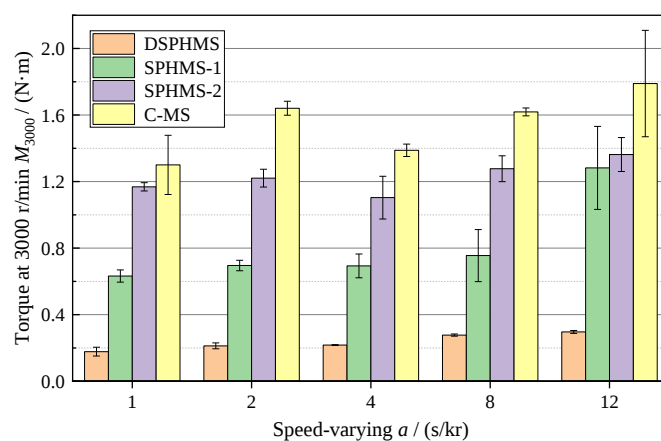
(1) 对 DSPHMS、SPHMS-1、SPHMS-2 以及 C-MS 四种不同类型的密封试件在不同启动速度变化

率下的端面摩擦扭矩进行了实时测量,结果表明 DSPHMS 端面摩擦扭矩整体数值最小。

(2) DSPHMS 在较小的工况转速下便由可混合润滑状态进入全膜润滑状态,实现密封端面的开启,最小脱离转速为 1123 r/min;而 SPHMS 启动过程中不能产生明显的流体动压效应,端面润滑状态与 C-MS 相似。



(a) 不同试件的摩擦扭矩峰值



(b) 最大速度(3000 r/min)下的摩擦扭矩

图9 不同试件的峰值扭矩和最大转速扭矩

Fig.9 Peak torque and maximum rotational torque of different specimens

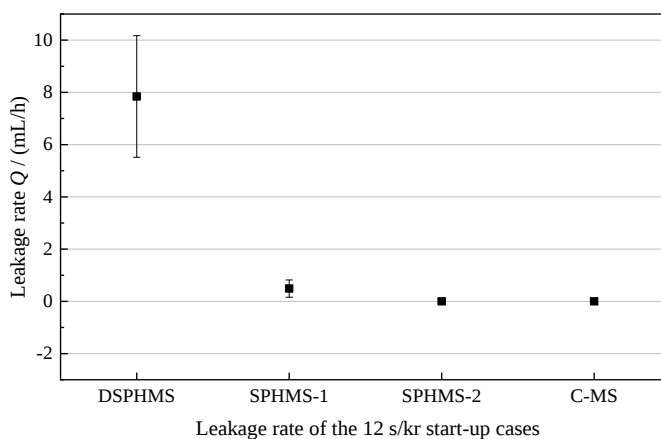


图10 不同试件在12 s/kr时的泄漏率

Fig.10 Leakage rate of different specimens at 12 s/kr

(3) 在启动过程中所有密封试件的扭矩峰值均出现在 $t=1.6$ s 处,这可能与试验台架的振动特性等因素有关,关于 DSPHMS 启动过程振动性能对密封端面摩擦特性的影响,有待今后进一步研究。

符号说明

a —— 速度变化率, s/kr
 D —— 引流孔径, mm

H_h ——集流环槽深, mm

h_k ——扩压环深, μm

h_g ——螺旋槽深, μm

L_h ——集流环槽宽, mm

M ——摩擦扭矩, $\text{N}\cdot\text{m}$

M_p ——峰值扭矩, $\text{N}\cdot\text{m}$

M_{3000} ——最大转速扭矩, $\text{N}\cdot\text{m}$

N_g ——螺旋槽槽数

n_c ——脱开转速, r/min

n ——工况转速, r/min

p_s ——介质压差, MPa

Q ——泄漏率, ml/h

r_i, r_k ——分别为密封环内、外半径, mm

r_o, r_g ——分别为螺旋槽外、根半径, mm

t ——启动时间, s

α ——型槽的螺旋角, $^\circ$

γ ——密封面的槽宽比

下角标

1, 2, 3——试验序号

参考文献

- [1] 胡琼, 陈阳, 王锦华, 等. 复杂工况下槽底超滑移设计对液膜密封性能的影响[J]. 摩擦学学报(中英文), 2025, **45**(5): 688–699.
Hu Q, Chen Y, Wang J H, et al. Influence of super-slip design at the bottom of spiral groove on performance of liquid film seal under complex operating conditions[J]. Tribology, 2025, **45**(5): 688–699.
- [2] 王学良, 陈金鑫, 陆俊杰, 等. 柔性箔片气膜密封实际表面状态下的声发射信号特征[J]. 摩擦学学报, 2023, **43**(11): 1319–1329.
Wang X L, Chen J X, Lu J J, et al. Variation of surface roughness on acoustic emission signal characteristics of compliant foil gas seal[J]. Tribology, 2023, **43**(11): 1319–1329.
- [3] 江锦波, 陈竹鑫, 肖洋溢, 等. 运行工况对超临界 CO_2 干气密封端面热力学过程及稳态性能影响研究[J]. 化工学报, 2025, **76**(6): 2913–2928.
Jiang J B, Chen Z X, Xiao Y Y, et al. Study on influence of operating conditions on thermodynamic process and steady state performance of supercritical CO_2 dry gas seal[J]. CIESC Journal, 2025, **76**(6): 2913–2928.
- [4] 王衍, 谢雪非, 徐慧, 等. 新型非接触式自冲击密封结构设计 with 性能分析[J]. 机械工程学报, 2023, **59**(15): 204–215.
Wang Y, Xie X F, Xu H, et al. Design and performance analysis of a new non-contact self-impact seal[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2023, **59**(15): 204–215.
- [5] Li X P, Meng X K, Zhao W J, et al. Numerical investigation on a hybrid porous-spiral groove mechanical face seal[J]. Tribology International, 2024, **198**: 109943.
- [6] Hou Z X, Meng X K, Zhao W J, et al. Inertia and phase change effects on hydrodynamic-hydrostatic mechanical seals under cryogenic conditions[J]. Tribology International, 2025, **211**: 110883.
- [7] Zheng W, Sun J J, Ma C B, et al. Theoretical study on the pressure expansion mechanism of diffused self-pumping hydrodynamic mechanical seal[J]. Physics of Fluids, 2023, **35**(12): 122104.
- [8] 孙见君, 苏徐辰, 马晨波, 等. 一种扩压式自泵送流体动静压型机械密封: CN202110307250.X[P]. 2022–04–19.
Sun J J, Su X C, Ma C B, et al. A diffused self-pumping hydrodynamic mechanical seal: CN202110307250. X[P]. 2022–04–19.
- [9] 孙见君, 王敏, 周敏, 等. 自泵送流体动压型机械密封: CN201310201473.3[P]. 2015–08–05.
Sun J J, Wang M, Zhou M, et al. Self-pumping hydrodynamic mechanical seal: CN201310201473.3[P]. 2015–08–05.
- [10] 葛诚, 孙见君, 苏徐辰, 等. 扩压式自泵送流体动静压型机械密封性能分析[J]. 化工学报, 2020, **71**(5): 2202–2214.
Ge C, Sun J J, Su X C, et al. Performance analysis on diffuser self-pumping hydrodynamic and hydrostatic mechanical seal[J]. CIESC Journal, 2020, **71**(5): 2202–2214.
- [11] 王琳娜, 孙见君. 扩压式自泵送流体动压机械密封性能分析及双目标优化研究[J]. 摩擦学学报(中英文), 2024, **44**(7): 947–959.
Wang L N, Sun J J. Performance analysis and bi-objective optimization study on diffuser self-pumping hydrodynamic mechanical seal[J]. Tribology, 2024, **44**(7): 947–959.
- [12] 施建, 孙见君. 扩压式自泵送流体动静压型机械密封自清洁特性研究[J]. 润滑与密封, 2024, **49**(8): 141–148.
Shi J, Sun J J. Analysis on self-cleaning of diffuser self-pumping hydrodynamic and hydrostatic mechanical seal[J]. Lubrication Engineering, 2024, **49**(8): 141–148.
- [13] 郑伟, 孙见君, 马晨波. 扩压式自泵送流体动压机械密封综合性能研究[J]. 摩擦学学报(中英文), 2024, **44**(5): 686–695.
Zheng W, Sun J J, Ma C B. Comprehensive performance of diffused self-pumping hydrodynamic mechanical seal[J]. Tribology, 2024, **44**(5): 686–695.
- [14] 饶远, 孙见君, 闻兰. 扩压式自泵送机械密封端面的液膜汽化及其结构优化研究[J]. 中国机械工程, 2025, **36**(5): 933–941, 953.
Rao Y, Sun J J, Wen L. Research on liquid film vaporization and structural optimization of end faces for diffuser self-pumping mechanical seals[J]. China Mechanical Engineering, 2025, **36**(5): 933–941, 953.
- [15] 帅东, 孙见君. 扩压式自泵送机械密封的自冷却特性分析[J]. 摩擦学学报(中英文), 2025, **45**(7): 999–1010.
Shuai D, Sun J J. Analysis of self-cooling characteristics for diffuser self-pumping mechanical seal[J]. Tribology, 2025, **45**(7): 999–1010.
- [16] Xu L S, Liu Y Y, Wu J H, et al. Transient dynamic analysis and experimental verification on lubrication regime transition during startup period of non-contacting mechanical seal in liquid oxygen turbopump[J]. Tribology International, 2022, **176**: 107932.
- [17] 夏云峰, 孙见君, 苏徐辰. 引流孔对扩压式自泵送机械密封运行特性的影响[J]. 流体机械, 2025, **53**(9): 44–53.
Xia Y F, Sun J J, Su X C. Influence of drainage holes on operating characteristics of diffuser-type self-pumping mechanical seals[J]. Fluid Machinery, 2025, **53**(9): 44–53.
- [18] 王俊倩, 张国渊, 赵洋洋, 等. 非接触式高速机械密封脱开转速模型及实验[J]. 航空动力学报, 2025, **40**(7): 416–426.
Wang J Q, Zhang G Y, Zhao Y Y, et al. Separation speed model and experiment of non-contact high-speed mechanical seal[J].

- Journal of Aerospace Power, 2025, **40**(7): 416–426.
- [19] 陈国旗, 孙见君, 孙电锋, 等. 钠冷快堆核主泵用双端面自泵送机械密封性能分析[J]. 化工学报, 2018, **69**(8): 3565–3576.
Chen G Q, Sun J J, Sun D F, et al. Performance analysis of double-end self-pumping mechanical seal for main coolant pump of sodium-cooled fast reactor[J]. CIESC Journal, 2018, **69**(8): 3565–3576.
- [20] 宋勇, 于博, 郝木明, 等. 基于热流固耦合的液膜密封动态追踪性分析[J]. 振动与冲击, 2024, **43**(7): 214–222, 238.
Song Y, Yu B, Hao M M, et al. Dynamic tracking performance analysis of liquid-film seal based on thermal-fluid-structure coupling[J]. Journal of Vibration and Shock, 2024, **43**(7): 214–222, 238.
- [21] 宋凯亮, 雷征, 郝木明, 等. 接触式机械密封端面磨损演化特性研究[J]. 润滑与密封, 2025, **50**(5): 37–44.
Song K L, Lei Z, Hao M M, et al. Study on the evolution characteristics of end face wear of contact mechanical seals[J]. Lubrication Engineering, 2025, **50**(5): 37–44.
- [22] 郝木明, 周芮, 孙彭涛, 等. 接触式机械密封启停过程摩擦特性实验研究[J]. 润滑与密封, 2023, **48**(9): 41–46.
Hao M M, Zhou R, Sun P T, et al. Experimental study on friction characteristics of contact mechanical seal in start-up and stop stages[J]. Lubrication Engineering, 2023, **48**(9): 41–46.
- [23] 陆俊杰, 刘柱, 丁俊华, 等. 机械密封界面摩擦声发射信号的特征提取与分析[J]. 振动工程学报, 2025, **38**(2): 411–419.
Lu J J, Liu Z, Ding J H, et al. Feature extraction and analysis of friction acoustic emission signal at mechanical seal interface[J]. Journal of Vibration Engineering, 2025, **38**(2): 411–419.
- [24] Li Y F, Brunetière N, Hao M M, et al. Experimental study on transient frictional features of herringbone-grooved mechanical face seals in start-up and stop stages[J]. Tribology International, 2022, **175**: 107790.
- [25] Su X C, Sun J J, Ma C B, et al. The closing and opening characteristics of the diffused self-pumping hydrodynamic mechanical seal[J]. Physics of Fluids, 2025, **37**(5): 052105.