

深度变推发动机浮动环工作适应性研究

沈文金, 叶小强

(北京航天动力研究所, 北京 100076)

摘 要: 按照我国载人航天登月需求, 正在开展多次起动、10% ~ 100% 深度变推力 80 kN 液氧/甲烷发动机关键技术研究。氧涡轮泵作为发动机的核心组件, 采用的浮动环密封变工况工作适应性将直接影响到涡轮泵工作的安全性和可靠性。依据发动机系统变推力要求, 采用数值计算方法对浮动环密封进行不同推力工况、不同偏心率条件下的浮起力计算, 并与一维方法计算的浮起阻力结果进行对比分析, 确定全工况范围内一、二级浮动环工作时偏心率介于 0.4 ~ 0.6 之间, 浮动环泄漏量约为 2.58 ~ 39.4 g/s。浮动环在此偏心率范围内工作可靠性高, 可以有效地避免浮动环碰磨、崩边, 具备大范围变工况工作能力, 满足涡轮泵安全性和发动机深度变推力工作要求, 可以为涡轮泵方案论证及设计提供理论依据。

关键词: 深度变推; 氧涡轮泵; 浮动环密封; 变工况适应性

中图分类号: V434.2-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374(2017)05-0028-06

Investigation for working adaptability of floating ring seals in deep throttling engines

SHEN Wenjin, YE Xiaoqiang

(Beijing Aerospace Propulsion Institute, Beijing 100076, China)

Abstract: According to the demands of the manned space program, the project of the LOX/CH₄ engine key techniques needs to be studied for the multi-startup and 10% ~ 100% deep throttling capability, whose thrust is 80 kN. The variable thrust adaptability of the floating ring seals in the engine would affect safety and reliability of the oxygen turbopump assembly as one of the core components in rocket engines. In this paper, according to variable thrust requirements of the engine system, the floating force of the floating ring seals under the conditions of different thrust and eccentricity ratio is calculated with the numerical method, which is compared with drag force calculated with one-dimensional formula. Based on the above measures, the eccentricity ratio (0.4 ~ 0.6) of the first and second floating ring seals working at full work conditions, and the leakage rate of 2.58 ~ 39.4 g/s are determined. Working within the range of this eccentricity ratio, the floating ring seals has high reliability and capability of working in changing conditions with a wide range, the rubbing or breaking of its edge can be avoided, which can satisfy safety requirements of the turbopump and deep throttling

收稿日期: 2017-03-27; 修回日期: 2017-06-28

作者简介: 沈文金 (1984—), 男, 工程师, 研究领域为液体火箭发动机涡轮泵设计

requirements of the engine. The results could provide a theoretical foundation for turbopump project approach and design.

Keywords: deep throttling; oxygen turbopump; floating ring seal; variable thrust adaptability

0 引言

按照我国载人航天登月需求, 目前正在开展 80 kN 液氧/甲烷下降级膨胀循环发动机关键技术研究。为保证宇航员的安全性, 实现着陆器的月面软着陆要求, 发动机需具备 10% ~ 100% 深度变推力调节能力。发动机系统通过改变涡轮工质流量, 调节涡轮泵转速、流量和压力, 实现发动机变推力要求。变推力过程中, 氧涡轮泵采用的浮动环密封, 受转速、密封压力的影响较大, 能否可靠工作直接影响到涡轮泵的安全性与可靠性。本文依据发动机系统的变推力要求, 对氧涡轮泵浮动环密封进行变工况仿真研究, 为涡轮泵方案论证及设计提供理论依据。

1 浮动环密封结构

氧涡轮泵为全周进气的单级亚音速冲击式涡轮驱动单级离心氧泵, 涡轮工质为气态甲烷。为满足发动机深度连续变推力要求, 氧涡轮泵涡轮

端轴承采用甲烷冷却, 以减小涡轮端悬臂尺寸, 实现转子轴系在亚临界转速下工作, 避免变转速过程中的转子临界转速共振问题。

涡轮端轴承和涡轮盘之间需设置动密封, 以降低涡轮工质泄漏损失, 并阻止涡轮工质进入轴承腔, 避免轴承腔内气态和液态甲烷共存, 导致轴承工作条件恶化, 无法实现轴承的有效冷却, 严重影响氧涡轮泵工作的安全性和可靠性。根据涡轮泵初步方案论证确定动密封工作参数如表 1 所示。由于涡轮端轴承腔压力较低, 约为 1 MPa, PV 值约为 56.5 MPa·m/s, 可在轴承侧设置一道膜盒端面密封, 而涡轮侧动密封 PV 值约为 266 MPa·m/s, 极大的超出了端面密封许用 PV 值。因此, 此处动密封无法采用接触式密封, 初步选取为两道浮动环密封, 且在两道浮动环之间无介质泄出通道, 以尽可能减小涡轮工质泄漏量。在端面密封和第二道浮动环之间设置甲烷泄出通道, 排出箭体。浮动环密封结构如图 1 所示。

表 1 动密封工作参数
Tab. 1 Operating parameters of floating ring seal

发动机工况	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
转速/rpm	6 585	8 939	10 988	12 886	14 692	16 427	18 116	19 764	21 378	22 962
涡轮腔压力/MPa	0.736	1.423	2.098	2.768	3.420	4.082	4.747	5.407	6.068	6.711

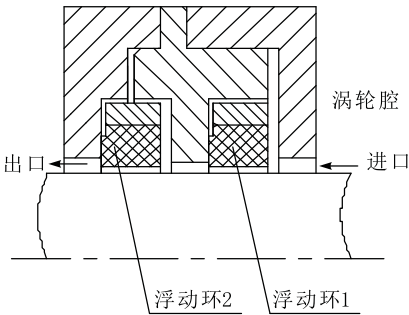


图 1 浮动环密封结构
Fig. 1 Structure of floating ring seal

根据应用情况, 浮动环结构形式有雷利槽式、直孔式、阶梯式和锥孔式, 如图 2 所示。其中, 锥孔式浮动环可以应用于较高密封压差条件, 工作时浮动环处于偏心状态, 内孔表面压力分布不同产生较大的横向流体静压力即浮起力, 锥形结构使得浮动环具有良好的对中性, 可以避免浮动环磨损, 提高工作寿命。该形式的浮动环在国外大推力火箭发动机氧涡轮泵中得到了成功应用, 如 SSME 和 LE-7 等^[1-4]。因此, 氧涡轮泵两级浮动环均采用锥孔式浮动环。

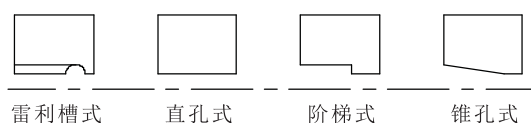


图 2 常用浮动环结构形式

Fig. 2 Common structure forms of floating ring seal

2 浮动环工作原理及参数

浮动环密封依靠轴（或轴套）与浮动环之间的密封间隙内的流体阻力效应而实现密封作用。工作时，密封间隙内的流体在压差流动和剪切流动下产生作用于浮动环的不平衡流体动压力和静压力 $F_{\text{浮}}$ ，克服由密封介质压力 F_1 、 F_2 和轴向预紧力 F_s 作用产生的端面摩擦力 $F_{\text{阻}}$ ，促使浮动环跟随转轴移动，可避免与转轴接触而磨损。浮动环受力情况如图 3 所示，主要结构参数如表 2 所示。

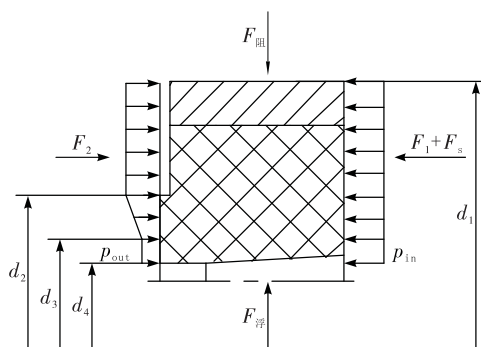


图 3 浮动环受力分析

Fig. 3 Force analysis of floating ring seal

表 2 一、二级浮动环主要结构参数

Tab. 2 Main structural parameters of the first and second floating ring seals

参数	数值
浮动环外径 d_1/mm	48
副密封面外径 d_2/mm	38
副密封面内径 d_3/mm	35
浮动环内径 d_4/mm	33

浮动环工作过程中，需满足自动定心、自动浮起条件和密封端面不脱开条件。浮动环设计时采用预载碟簧对浮动环施加稳定的轴向预载，完全可以保证浮动环密封端面与壳体不脱开。文献 [5-6] 中指出，浮动环工作过程中需考虑以下两个约束：

1) 在低转速、高密封压力时，浮动环浮起力偏小，不足以克服摩擦力，导致浮动环无法正常浮起，致使浮动环磨损；

2) 在高转速、低密封压力时，浮动环端面摩擦力过小，浮动环在浮起时由于惯性力过大亦会导致与转轴碰撞磨损。因此，应尽量避免浮动环在低转速、高密封压力和高转速、低密封压力条件下工作，以保证浮动环的工作可靠性。

80 kN 液氧/甲烷下降级发动机采用 10% ~ 100% 深度变推力调节，不同工况下涡轮泵转速和涡轮腔介质密封压力差异较大，给发动机全工况范围内浮动环可靠性工作带来了一定的风险。浮动环密封按发动机额定推力工况进行结构设计，需对非设计工况下的浮起力和浮起阻力进行计算，确定浮动环浮起情况，进行变工况适应性分析。

3 变工况适应性分析

3.1 浮起阻力计算

氧涡轮泵两道浮动环为串联式结构，假定浮动环流阻损失一致，从而两道浮动环压降相同，发动机工作于月球表面环境，不同发动机推力工况下二级浮动环出口压力均为 0 MPa，此时，一、二级浮动环入口压力如表 3 所示。

根据图 3 浮动环受力情况，浮动环自身重量为 0.025 kg，远小于浮起阻力，可忽略，参考文献 [4-5] 采用一维公式 (1) ~ (3) 计算不同发动机工况下浮动环浮起阻力。一、二级浮动环浮起阻力一致，计算结果如表 4 所示。

表 3 浮动环入口压力

Tab. 3 Inlet pressure of floating ring seals

发动机工况	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
一级浮动环入口压力/MPa	0.736	1.423	2.098	2.768	3.420	4.082	4.747	5.407	6.068	6.711
二级浮动环入口压力/MPa	0.368	0.712	1.049	1.384	1.710	2.041	2.374	2.704	3.034	3.356

$$F_1 = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_4^2) p_{in} \tag{1}$$
$$F_2 = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) p_{in} (d_2^2 - d_3^2) \frac{p_{in} + p_{out}}{2} + \frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_4^2) p_{out} \tag{2}$$

$$F_{阻} = f (F_1 + F_s - F_2) \tag{3}$$

式中: p_{in} 为密封入口压力; p_{out} 为密封出口压力; f 为副密封面摩擦系数 0.05 ~ 0.2, 取 0.2; F_s 为轴向预紧力, 取 20 N。

表 4 浮起阻力计算结果

Tab. 4 Calculated results of drag force

发动机工况	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
浮起阻力/N	12.3	25.5	38.5	51.4	64.0	76.8	89.6	102.3	115.1	127.5

3.2 浮起力数值仿真计算

根据发动机不同工况下浮动环密封工作参数, 以气态甲烷为流体介质, 对浮动环密封间隙流场进行全流场定常数值仿真计算^[7-9]。一、二级浮动环偏心率 $e=0.2$ 时内表面动、静压分布如图 4 和图 5 所示。可以看出, 密封间隙内的流体在压差流动和剪切流动的共同作用下, 浮动环内表面动、静压力沿轴向近似按螺旋线分布, 在不同工况下, 一、二级浮动环内表面动压分布及压力值基本一致, 而一级浮动环表面静压值约为二级浮动环的两倍。

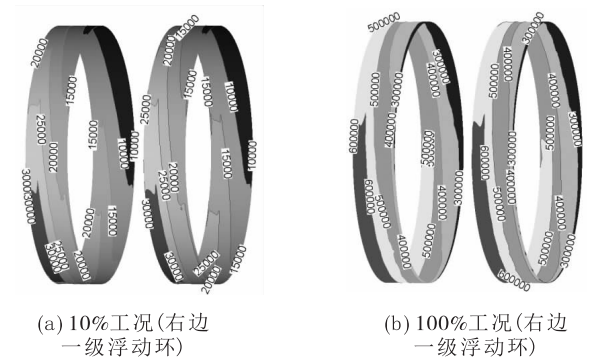


图 4 一、二级浮动环内表面动压分布

Fig. 4 Dynamic pressure distribution on inner surfaces of the first and second floating ring seals

浮动环内表面压力沿圆周方向分布不同, 产生径向作用力即浮起力。通过流场仿真计算, 对浮动环内孔表面压力积分计算得到一、二级浮动环浮起力, 计算结果如表 5 和表 6 所示。可以看出, 随着发动机推力工况的提高以及浮动环偏

率的增加, 一、二级浮动环的浮起力不断增大, 且二级浮动环浮起力略大于一级浮动环, 全工况范围内两级浮动环浮起力差值约为 0.12 ~ 17.96 N。

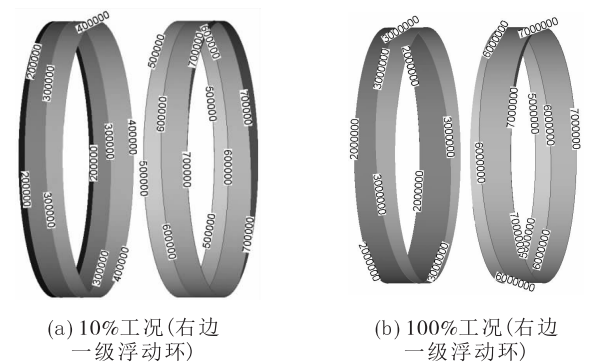


图 5 一、二级浮动环内表面静压分布

Fig. 5 Static pressure distribution on inner surfaces of the first and second floating ring seals

3.3 变工况适应性分析

浮动环浮起力与浮起阻力对比曲线如图 6 所示。可以看出, 在发动机全工况范围内, 一、二级浮动环浮起阻力 $F_{阻}$ 均介于浮动环偏心率 $e=0.4$ 和 $e=0.6$ 的浮起力 $F_{浮}$ 范围之间, 可以判定两道浮动环工作时偏心率 e 为 0.4 ~ 0.6, 满足浮动环工作偏心率 $e<0.7$ 要求。在此偏心率范围内工作时, 一、二级浮动环可以有效地避免与转轴发生碰磨、崩边, 工作可靠性高、寿命长。因此, 氧涡轮泵锥孔式浮动环密封具有良好的变工况适应性, 可以满足发动机深度变推力调节要求。

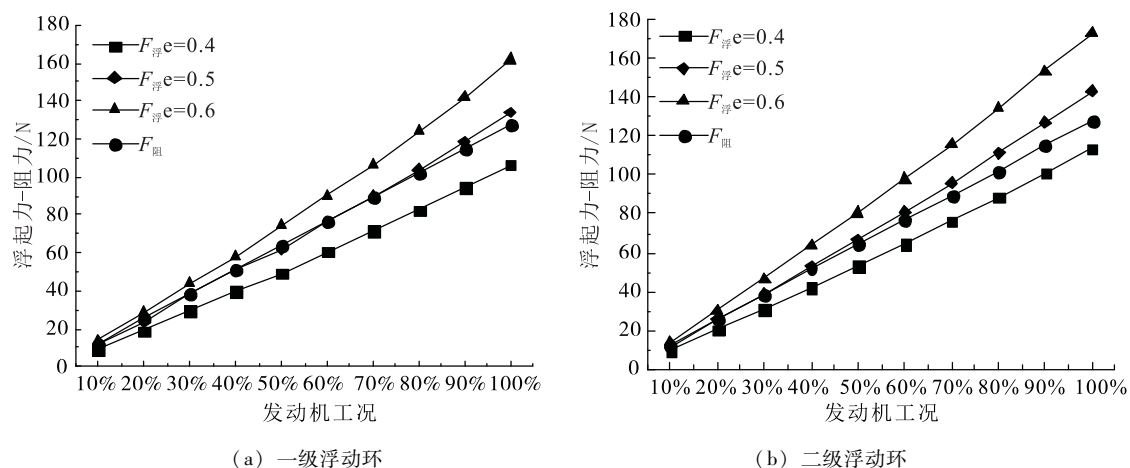


图 6 浮动环浮起力-阻力曲线

Fig. 6 Lift force and drag force curves of floating ring seals

表 5 一级浮动环浮起力计算结果

Tab. 5 Calculated results of lift force of the first floating ring seal

N

发动机工况	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
$e=0.1$	2.21	4.76	7.04	9.53	12.07	14.69	17.44	20.19	23.0	25.89
$e=0.2$	4.41	9.40	14.04	19.07	24.42	29.64	35.23	40.91	46.70	52.43
$e=0.3$	6.58	14.13	21.52	29.10	36.84	44.97	53.23	61.73	70.46	79.29
$e=0.4$	8.0	17.95	28.48	38.62	49.31	60.68	71.42	82.65	94.28	106.47
$e=0.5$	11.0	22.86	35.92	48.63	61.87	76.77	89.835	103.67	118.16	133.97
$e=0.6$	12.50	26.86	42.84	58.13	74.49	91.24	108.46	124.79	142.10	161.79
$e=0.7$	14.43	30.95	48.24	68.12	87.19	108.09	127.3	146.01	166.10	189.93
$e=0.8$	16.90	35.13	56.12	78.6	99.95	122.32	144.34	167.33	190.16	218.08
$e=0.9$	18.40	40.40	64.48	89.57	112.79	137.93	160.6	188.75	214.28	247.17

表 6 二级浮动环浮起力计算结果

Tab. 6 Computed results of lift force of the second floating ring seal

N

发动机工况	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
$e=0.1$	2.33	5.18	7.74	10.45	13.29	16.19	19.18	22.26	25.46	28.61
$e=0.2$	4.58	10.18	15.27	20.69	26.26	32.02	37.95	44.02	50.26	56.59
$e=0.3$	6.80	15.2	22.91	31.16	39.45	48.09	57.02	66.14	75.50	85.03
$e=0.4$	8.99	20.24	30.66	41.86	52.86	64.4	76.39	88.62	101.16	113.91
$e=0.5$	11.15	25.3	38.52	52.79	66.49	80.95	96.06	111.46	127.26	143.25
$e=0.6$	13.28	30.38	46.49	63.95	80.34	97.74	116.03	134.66	153.78	173.03
$e=0.7$	15.38	35.48	54.57	75.34	94.41	114.77	136.3	158.22	180.74	203.27
$e=0.8$	17.45	40.6	62.76	86.96	108.70	132.04	156.87	182.14	208.12	233.95
$e=0.9$	19.49	45.74	71.06	98.81	123.21	149.55	177.74	206.42	235.94	265.09

3.4 浮动环泄漏量计算

浮动环密封属于流阻型非接触式动密封,工作过程中存在一定的介质泄漏。为提高发动机效率,需尽可能减小浮动环密封的泄漏损失。根据流场仿真计算结果,在发动机10%~100%推力工况范围内,浮动环泄漏量约为2.58~39.4 g/s,占涡轮工质流量的百分数为0.81%~1.05%。随着发动机推力增加,氧涡轮泵涡轮工质密封压力不断提高,浮动环泄漏量不断增加,发动机额定推力工况时浮动环泄漏量最大,后续可通过浮动环结构优化进一步降低泄漏量。

4 结论

本文根据载人航天登月80 kN液氧/甲烷下降级发动机深度变推力要求,对氧涡轮泵浮动环密封行了变工况适应性分析。分析结果表明,发动机全工况范围内,氧涡轮泵一、二级浮动环工作时偏心率介于0.4~0.6之间,浮动环工作可靠性高,具备深度连续变工况适应能力,可以满足发动机10%~100%变推力要求;浮动环泄漏量约为2.58~39.4 g/s,后续可通过浮动环结构优化进一步降低泄漏量。

参考文献:

- [1] BURCHAM R E, DIAMOND W A. High - pressure hot-gas self-acting floating ring shaft seal for liquid rocket turbopumps: NASA/CR-1980-165392 [R]. USA: NASA, 1980.
- [2] OIKE M, NAGAO R. Characteristics of a shaft seal system for the LE-7 liquid oxygen turbopump: AIAA95-3102 [R]. USA: AIAA, 1995.
- [3] MINEO S, MASATAKA N, KENJIRO K, et al. Research and development of a rotating-shaft seal for a liquid hydrogen turbopump [J]. Lubrication engineering, 1986, 42(3): 162-169.
- [4] 贾江宁,陈志,李建明,等. 浮动环密封的结构分析及研究现状[J]. 机械, 2007, 34(10): 1-3.
- [5] 顾永泉. 流体动密封[M]. 北京: 中国石化出版社, 1992.
- [6] 康召辉,任兴民,黄金平,等. 浮环轴承系统中浮动环作用机理研究[J]. 振动工程学报, 2009, 22(5): 533-536.
- [7] 黄智勇,李惠敏,胡钟兵. 液体火箭发动机超高转速泵浮动密封环研究[J]. 火箭推进, 2004, 30(3): 10-14.
HUANG Zhiyong, LI Huimin, HU Zhongbing. Study on floating seal ring of hyper-rotate-speed pump in liquid rocket engine [J]. Journal of rocket propulsion, 2004, 30(3): 10-14.
- [8] 陈静媛. 基于 FLUENT 的浮动环密封数值模拟分析[J]. 矿山机械, 2013, 41(8): 107-109.
- [9] MAMORU O, MASATAKA N, MASATAKA K, et al. Two-phase flow in floating-ring seals for cryogenic turbopumps [J]. Tribology transactions, 1999, 42(2): 273-281.

(编辑:马 杰)