

doi :10.11832/j.issn.10004858.2020.10.002

主动减震系统高速摆线泵空化抑制研究

官辰勇¹,王海常²,刘银水³,曹文斌⁴,李 振¹

(1.固胜智能科技有限公司,广东 深圳 518000; 2.空军研究院工程设计研究所,北京 100068;

3.华中科技大学 机械科学与工程学院,湖北 武汉 430000;

4.兰州理工大学 能源与动力工程学院,甘肃 兰州 730000)

摘要: 主动减震系统以泵控缸为核心动力元件,通过 ECU 控制单元动态调节来实现车身平衡,其需要具有高响应、低脉动及液压泵转速高等性能。摆线泵因体积小、脉动低、易于实现高速等优点,成为主动减震系统中液压泵的首选。但传统摆线泵在高速运行时,空化噪音大,系统振动加剧,严重影响主动减震系统稳定性。针对主动减震系统摆线泵高速空化这一突出问题,将设计单侧吸油和双侧吸油两种结构摆线泵,验证双侧吸油模型抑制空化的有效性,同时分析不同吸油压力对其空化系数的影响。研究结果表明,摆线泵在高转速下的空化更加明显;高转速、恒定出口压力下,提高进口压力能够明显抑制空化现象;双侧吸油结构相比单侧吸油结构可明显抑制泵空化。最后,对双侧吸油通道的开设位置进行了优化,发现外转子上开设双侧吸油通道更优。

关键词: 主动减震系统; 高速摆线泵; 空化; 双侧吸油

中图分类号: TH137; TH325 文献标志码: B 文章编号: 1000-4858(2020)10-0005-06

Cavitation Suppression of High Speed Gerotor for Active Shock Absorption System

GUAN Chen-yong¹, WANG Hai-chang², LIU Yin-shui³, CAO Wen-bin⁴, LI Zhen¹

(1. Gudsen Technology Co., Ltd., Shenzhen, Guangdong 518000;

2. Engineering & Design Institution of Air Force Academy, Beijing 100068;

3. School of Mechanical Science and Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan, Hubei 430000;

4. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, Gansu 730000)

Abstract: The active shock absorption system uses the pump-controlled cylinder as the core power component. The ECU control unit is used to achieve dynamic body adjustment. The system needs to meet the requirements of high response and low pulsation. Because of its small size, low pulsation, and easy realization of high speed, gerotor becomes the first choice of the active shock absorption system. However, when the traditional gerotor is running at high speeds, the noise is severe and the system vibration is obvious, which will seriously affect the stability of the system. In order to restrain the cavitation of greotor in the active shock absorption system, two kinds of greotor with one-side suction and double-side suction are designed, the effectiveness of the double-side suction to suppress cavitation is verified, and the influence of inlet pressure on its cavitation is analyzed. The results show that the cavitation of the gerotor at high speeds of the two structures is more obvious than that of medium and low speeds,

收稿日期: 2020-04-13

基金项目: 国家重点研发计划(2016YFC0304800)

作者简介: 官辰勇(1985—),男,湖北武汉人,硕士,主要从事汽车底盘及齿轮泵相关技术攻关工作。

and at high speeds and constant outlet pressure, increasing the inlet pressure can suppress cavitation. The double-sided suction structure can significantly suppress cavitation compared to single-sided one. Finally, the double-sided suction channel is optimized, and the result shows that it is better to open the channel on the outer rotor.

Key words: active shock absorption system, high speed gerotor, cavitation, double-side suction

引言

主动减震系统是近年来智能液压系统发展的一个重要应用,该系统主要根据车速、减震器伸缩频率和伸缩程度的动态数据信息,经 ECU 控制单元预先设定的程序发出控制指令,控制伺服电机、液压泵、执行油缸组成的主动减震系统核心动力单元,实现车身高度升降的动态调节,从而提高车辆操纵稳定性和人员乘坐的舒适性。在该系统中,液压泵转速通常达到约 5500 r/min,工作压力达到约 2.5 MPa,这就对液压泵的高转速工况提出了严苛的要求。

摆线泵因体积小、脉动低、易于实现高速转动等特点,非常适用于智能液压系统。传统摆线泵最高转速约 3000 r/min,在高转速下,空化噪声明显,系统振动明显,难以满足现有主动减震系统需求,研究摆线泵空化抑制方法对于保证主动减震系统稳定性具有重要意义。

国内外学者对摆线泵的空化做了很多研究。RAGHUNADH M V 等^[1]通过仿真说明了空化对摆线泵容积效率的影响;SINGH R 等^[2]通过计算分析说明了摆线泵系统含气率对摆线泵空化的影响;VELEV E^[3]通过对摆线泵的仿真分析说明了空化过程的研究对减少泵噪声和提高泵寿命的重要性;BUONO D 等^[4]结合实验和仿真数据研究了空化状态下摆线泵的建模方法,为预测摆线泵的空化、功率损失等性能提供了参考;SIANO D 等^[5]通过对摆线泵的空化测试提出了使用振动传感器进行摆线泵空化监测和诊断的方法,为评估空化状态下摆线泵的可操作性提供了参考;SHAH Y G 等^[6]提供了一种快速集总参数法,用于预测摆线泵的空化现象,并利用实验验证了该方法的适用性。

国内外关于摆线泵空化现象的研究主要集中在对空化的影响、诱因及预测分析方面,而对于抑制摆线泵空化的方法缺少深入研究。本研究从抑制空化的方法入手,有效提高摆线泵吸油性能,设计了一种紧凑的双侧吸油结构,同时考虑转速和进口压力的影响,通过仿真分析,为主动减震系统摆线泵的设计和应用提供了理论依据。

1 主动减震系统原理及摆线泵设计参数

1.1 主动减震系统原理

本研究涉及的主动减震系统如图 1 所示。

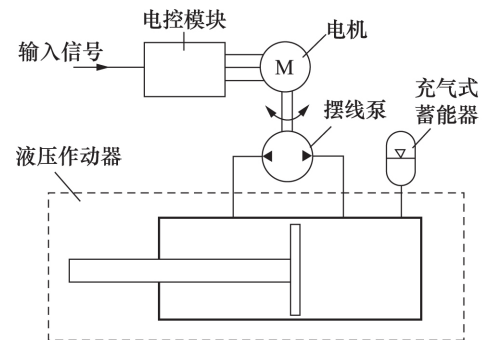


图 1 主动减震系统原理简图

该系统的工作原理为:电控模块中的控制器根据输入的信号结合控制算法对电机的转速和转向进行调节,电机与摆线泵共轴,通过控制电机可实现摆线泵变转速或恒转速运行,从而改变泵的流量和转向,进而影响液压作动器所提供的阻尼力,实现主动减震系统的功能。系统中的充气式蓄能器油口通过管路与摆线泵油口连通,故蓄能器的预充压力直接影响摆线泵的进口压力,从而弥补液压作动器的导杆在运动过程中产生的低压对摆线泵吸油压力的影响,根据实际需求,蓄能器预充压力可在 0.1~1 MPa 范围内调节。

1.2 摆线泵设计参数

本研究设计的摆线泵排量为 14.5 mL/r,设计转速为 5500 r/min,部分齿型参数如表 1 所示。为研究双侧吸油结构的有效性,设计两种不同吸油结构的摆线泵如图 2 所示。其中,图 2a 中转于未设置双侧吸油通道,与无双侧吸油槽的单侧配流盘(如图 2c 所示)配合使用;图 2b 外转子设置有双侧吸油通道,与有双侧吸油槽的双侧配流盘(如图 2d 所示)配合使用,摆线泵吸油时,油液可通过外转子上的通道进入到配流盘两侧油槽,内、外转子密封容积实现双侧吸油。

2 数值计算模型

2.1 湍流模型

依据主动减震系统摆线泵三维模型,在 PumpLinx 中将其流体域划分为入口通道、出口通道、双侧油槽、

表 1 摆线泵参数

名称	数值
外转子齿数	9
内转子齿数	8
齿厚/mm	25
作成系数	1.122
弧径系数	0.2256

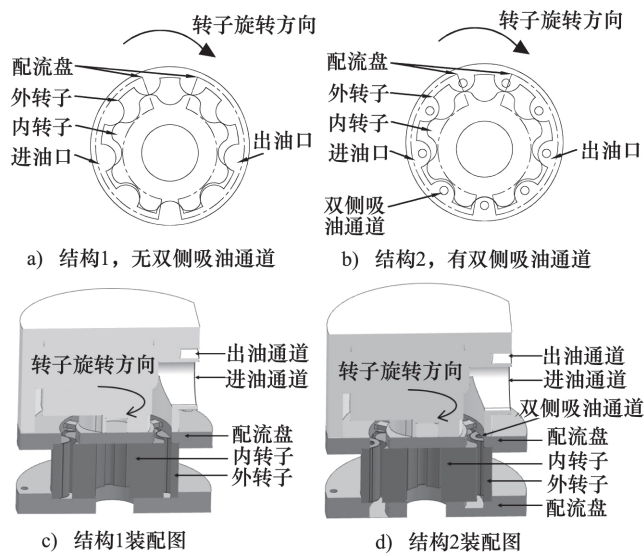


图 2 摆线泵内、外转子及装配图

转子容腔及油连通孔 5 个区域,采用 CFD 计算方法对网格节点控制方程进行求解。摆线泵内流体为湍流运动,对于湍流,本研究仿真分析模型采用 $k-\varepsilon$ 双方程模型^[7-9],其方程形式如下:

$$\rho U_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \mu_e \left(\frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left(\frac{\mu_e}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right\} - \rho \varepsilon \quad (1)$$

$$\rho U_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = C_{1\varepsilon} \left(\frac{\varepsilon}{k} \right) \mu_e \left(\frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left(\frac{\mu_e}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right\} - C_{2\varepsilon} \rho \left[\frac{\varepsilon^2}{k} \right] \quad (2)$$

式中, ρ —— 平均流体密度
 μ_e —— 湍流黏度
 U_i, U_j —— 分别表示流体水平和法向的速度分量
 x_i, x_j —— 分别表示流体水平与法向位移分量
 k —— 湍流动能
 ε —— 湍流耗散率

$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ —— k 方程和 ε 方程的湍流普朗特数,分别为 1.0 和 1.3

$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$ —— 常数,其分别为 1.44 和 1.92

2.2 空化模型

PumpLinx 中的空化模型^[10-11] 包含液体的 3 个重要特性:空化、充气以及液体的压缩性,其方程形式如下:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega(t)} \rho f_v d\Omega + \int_{\sigma} \rho (\vec{v} - \vec{v}_\sigma) \cdot \vec{n} f_v d\sigma = \int_{\sigma} \left\{ D_f + \frac{\mu_t}{\sigma_f} \right\} (\nabla f_v \cdot \vec{n}) d\sigma + \int_{\Omega} (R_e - R_c) d\Omega \quad (3)$$

式中, \vec{n} —— 表面法线
 f_v —— 蒸汽质量分数
 D_f —— 蒸汽扩散系数
 μ_t —— 紊流黏度
 σ_f —— 紊流施密特数
 R_e —— 蒸汽生成速率
 R_c —— 蒸汽凝结速率
 Ω —— 控制体积
 \vec{v} —— 速度矢量
 \vec{v}_σ —— 控制面速度矢量
 σ —— 控制体积表面

空化系数能够衡量产生空化的程度,通过 PumpLinx 仿真能够计算出平均空化系数 n ,用来表征摆线泵腔内的空化程度,该值越小,表明泵内的空化程度越小。

2.3 网格划分

在建模时,设置啮合处最小间隙为 0.03 mm,转子与配流盘之间的间隙取 0.02 mm,采用 PumpLinx 摆线泵模块生成六面体网格,控制最小尺寸为 0.001 mm,最大尺寸为 0.04 mm。PumpLinx 采用笛卡尔网格技术进行网格划分,最终结构 1 生成的网格数量为 197665 个,结构 2 生成的网格数量为 280703 个,网格比较密集。

2.4 边界条件设置

为研究摆线泵的空化,本研究通过仿真分析不同转速下不同进口压力对泵空化的影响。仿真模型边界条件设置如下:将进、出口均设置为压力边界,根据蓄能器预充压力,进口压力 p_i 可在 0.1~1 MPa 之间调节,出口压力 p_o 为 2.5 MPa;采用动网格定义内、外转子壁面为转动壁面边界,类型为刚性,内转子的转速分别设定为 1000, 3000, 5500 r/min,外转子转速由软件

根据内、外转子齿数计算得出。计算液压油密度设为 850 kg/m^3 ,饱和蒸气压为 $4.0 \times 10^{-4} \text{ MPa}$,动力黏度设为 $0.028 \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$,忽略温度的影响。

3 双侧吸油与单侧吸油空化仿真结果分析

在不同进口压力 p_i 下,两种结构不同转速及不同进口压力下的空化系数及变化如表 2。中、低转速下,结构 1 2 的空化程度较小,空化系数没有明显差异;在高转速下,空化明显,不同进口压力下结构 2 的空化系数都要小于结构 1。下面重点分析高转速工况的结果,恒定高转速下,进口压力为 0.1 MPa 时,结构 2 的空化系数相较于结构 1 减少了约 25.3%;当进口压力的大小为 0.5 MPa 时,结构 2 空化程度相比结构 1 减少了约 21.2%,空化改善比较明显。两种结构的空化系数在进口压力小于 0.5 MPa 时差异比较明显,随着进口压力的增加,两种结构的空化系数差值逐渐降低;当进口压力大于 0.5 MPa 时,两种结构的空化程度相比于进口压力为 0.1 MPa 时可减少 90% 以上,并且空化系数的降低开始趋于平缓,两种结构的空化系数相近,如图 3 所示。

表 2 两种结构不同工况下的空化系数

$v/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ $n/\%$ p_i/MPa	1000		3000		5500	
	结构 1	结构 2	结构 1	结构 2	结构 1	结构 2
0.1	3.56	3.52	4.93	4.80	21.30	15.90
0.2	1.95	1.94	2.70	2.62	8.04	3.33
0.3	1.41	1.41	1.69	1.62	3.93	1.75
0.4	1.14	1.14	1.26	1.20	2.12	1.28
0.5	0.99	0.98	1.05	1.01	1.32	1.04
0.6	0.88	0.87	0.92	0.90	1.01	0.89
0.7	0.80	0.80	0.82	0.81	0.85	0.79
0.8	0.74	0.74	0.76	0.75	0.77	0.72
0.9	0.70	0.69	0.71	0.70	0.69	0.67
1.0	0.66	0.66	0.66	0.66	0.64	0.63

图 4 展示了进口压力 p_i 为 0.1 MPa 、转速为 5500 r/min 工况下,内转子旋转角度分别为 60° 、 120° 时两种结构空化对比结果。云图中的黑色区域代表无空化现象,浅色区域代表发生空化现象,颜色越浅空化越严

重。根据该分析结果可知,在这一工况下,相同转角时,结构 2 泵内空化区域相比结构 1 有所减少,双侧吸油结构起到了降低空化的作用。同时,还可以看出,对于结构 1 来说,在不同角度下,摆线泵空化区域主要发生在转子的下半部分,而结构 2 增加双侧吸油结构,此结构下结构 2 下端空化明显优于结构 1,空化主要在转子内部流体域的中心。

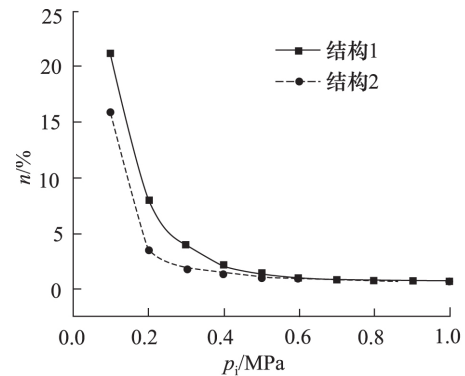


图 3 转速为 5500 r/min 时不同进口压力下空化系数变化

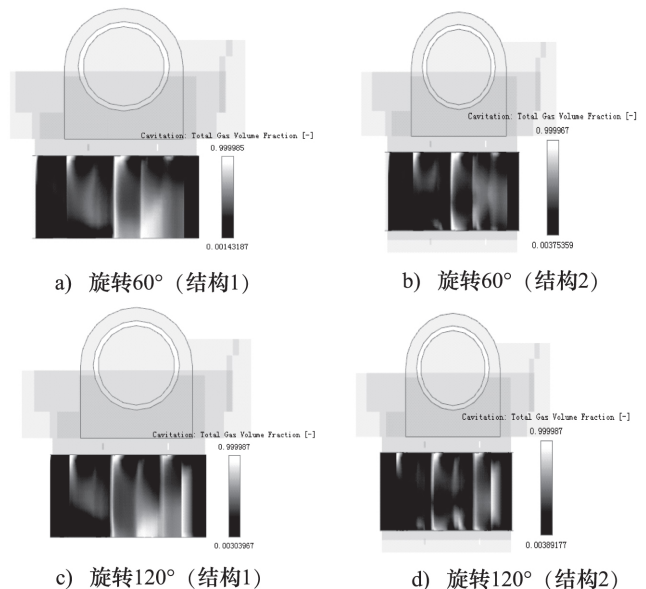


图 4 不同内转子旋转角度的两种结构泵内空化云图

图 5 为进口压力 p_i 为 0.1 MPa 、转速为 5500 r/min ,两种结构摆线泵在不同流体域处的压力云图,颜色越浅,压力越大。

由图 5a 可知,结构 1 的转子处最大压力约为 2.12 MPa ,最小压力约为 $1.0 \times 10^{-7} \text{ MPa}$;图 5b 可知,结构 2 的转子处最大压力约为 2.06 MPa ,最小压力约为 $5.0 \times 10^{-7} \text{ MPa}$;低压区域为泵内与进口相连的流体域,液压油的饱和蒸气压为 $4.0 \times 10^{-4} \text{ MPa}$,所以空化主要

发生在与进口相连的流体域。图 5c 为底部配流盘流体域的压力云图,由图可知其最小压力为 2.79×10^{-3} MPa,此压力大于液压油饱和蒸气压,此处流体域与转子内流体域底部相连,使转子下半部分流体域压力增加,对转子两端压力压力起到平衡作用,避免摆线泵下端流体域内液压油压力降低到空化压力,从而有效降低了转子下半部分的空化,验证了双侧吸油结构抑制摆线泵空化的有效性。

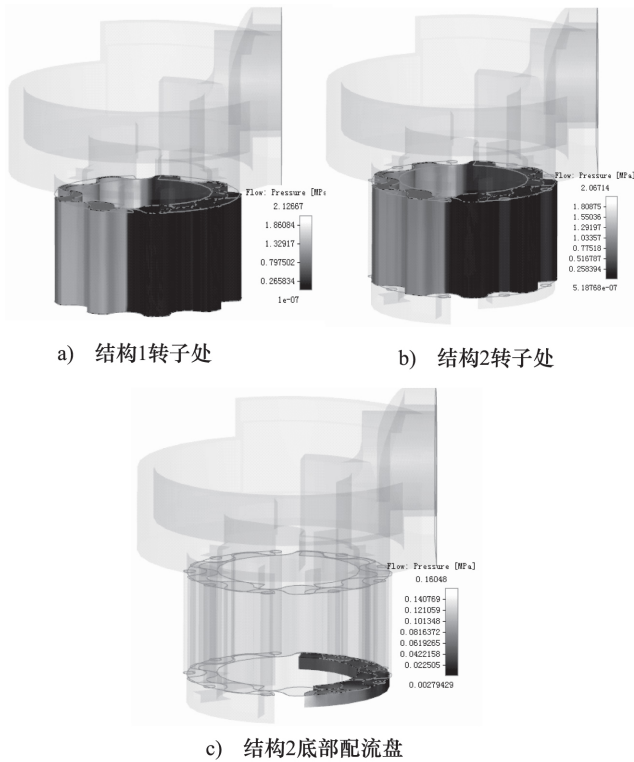


图 5 相同工况下不同流体域压力云图

4 双侧吸油结构优化分析

由分析可知,双侧吸油结构在降低主动减震系统摆线泵空化方面优于单侧吸油结构。结合主动减震系统实际安装空间的尺寸约束,将双侧吸油通道设计在泵转子上可使摆线泵结构紧凑、便于安装。因此,对外转子开设双侧吸油通道和内转子开设双侧吸油通道的两种结构进行静强度分析,结合分析结果设计双侧吸油通道的位置。

在有限元软件中分别建立内、外转子开设双侧吸油通道的摆线泵模型,两个模型除双侧吸油通道开设位置不同之外,各结构参数均相同,结构参数见表 1,同时为保证相同的泵排量,两模型双侧吸油通道的面积之和相等,分析时两模型边界条件、载荷及材料属性等均相同。设置摆线泵的材料属性参数为:

$E = 2.1 \times 10^5$ MPa, $\rho = 7800$ kg/m³, $\mu = 0.28$ 。将外转子固定约束,内转子保留转动自由度,内、外转子间建立面接触^[12-13],并在内转子上施加转动力矩 5 N·m,仿真结果如图 6 及图 7 所示。

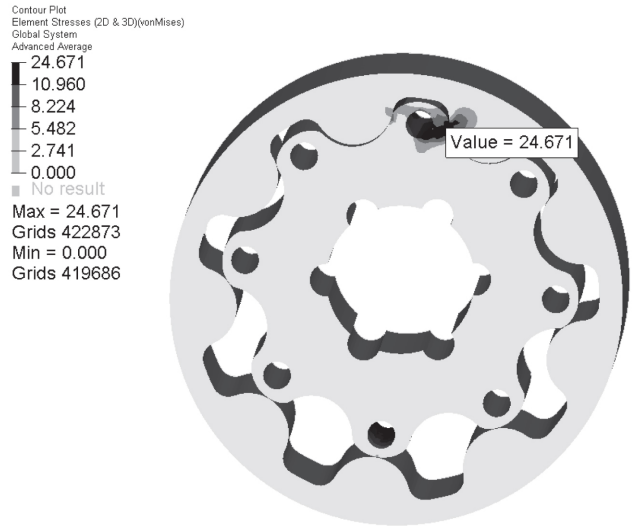


图 6 内转子开设双侧吸油通道应力云图

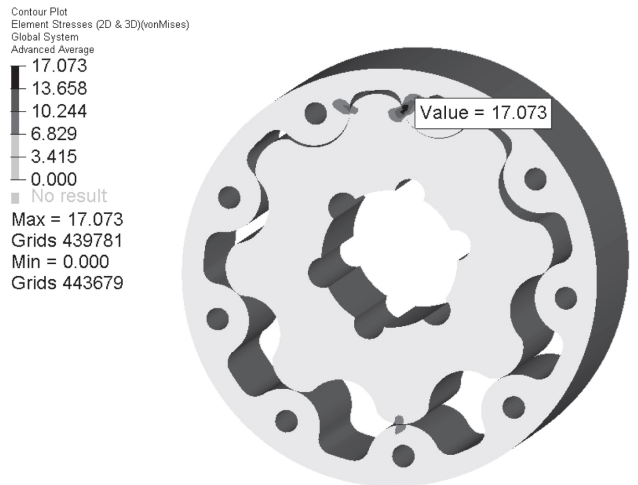


图 7 外转子开设双侧吸油通道应力云图

由仿真结果可知,当双侧吸油通道结构部署在内转子上时,内、外转子啮合处的最大应力为 24.67 MPa;外转子含双侧吸油通道的结构,内、外转子啮合处的最大应力 17.07 MPa。从结构的强度方面考虑,齿轮啮合处应力较小的外转子双侧吸油结构为更优方案。

5 结论

本研究通过对主动减震系统摆线泵的空化仿真分析得到如下结论:

(1) 主动减震系统摆线泵在中、低转速下空化不明显,但在高速运行时空化明显,随着进口压力的增

加,摆线泵的空化系数呈现下降趋势,但在压力大于0.5 MPa时,空化系数降低不再明显;因此可通过控制泵的最小进口压力来减少空化,主动减震系统设计时,充气式蓄能器最低预充压力应不低于0.5 MPa;

(2) 高转速、不同进口压力工况下,双侧吸油结构在抑制空化方面效果显著且优于单侧吸油结构,该方案对于航空高速燃油泵、机油泵的优化设计具有一定的指导意义;

(3) 摆线泵外转子开设双侧吸油通道时,其内、外转子啮合处的应力状态优于内转子开设双侧吸油通道。

以上结果仅是基于仿真分析得出,为设计提供理论指导。后续准备通过空化噪声测试等实验来验证仿真结论,提高设计的可靠性。

参考文献:

- [1] RAGHUNADH M V, KOUNDINYA S. Modelling of Cavitation and Aeration Effects on a Gerotor Pump of a Lubricating System in Automobiles [J]. International Journal of Vehicle Structures & Systems, 2018, 10(5): 354-357.
- [2] SINGH R, SALUTAGI S S, PIETA P, et al. Study of Effect of Air Content in Lubrication Oil on Gerotor Pump Performance Using CFD Simulations [R]. SAE Technical Paper 2019-26-0300, 2019.
- [3] VELEV E. Study Cavitation Gerotor Motors, Using Computer Simulation [C]//XV International Scientific Conference: Renewable Energies and Innovative Technologies, 2016: 64-66.
- [4] BUONO D, COLA F, SENATORE A, et al. Modelling Approach on a Gerotor Pump Working in Cavitation Conditions [J]. Energy Procedia, 2016, 101: 701-709.
- [5] SIANO D, FROSINA E, SENATORE A. Diagnostic Process by Using Vibrational Sensors for Monitoring Cavitation Phenomena in a Gerotor Pump Used for Automotive Applications [J]. Energy Procedia, 2017, 126: 1115-1122.
- [6] SHAH Y G, VACCA A, DABIRI S, et al. A Fast Lumped Parameter Approach for the Prediction of Both Aeration and Cavitation in Gerotor Pumps [J]. Meccanica, 2018, 53(1-2): 175-191.
- [7] 王永虎, 林天龙. 基于 $k-\varepsilon$ 湍流模型的结构物水流中跌落过程数值分析 [J]. 重庆交通大学学报: 自然科学版, 2019, 38(2): 144-150.
WANG Yonghu, LIN Tianlong. Numerical Analysis on the Structure Falling in Water Flow Based on $k-\varepsilon$ Viscous Model [J]. Journal of Chongqing Jiaotong University: Natural Science, 2019, 38(2): 144-150.
- [8] 吴晓, 黎志杰. 外啮合微小齿轮泵流场模拟分析与优化 [J]. 液压与气动, 2019, (7): 50-54.
WU Xiao, LI Zhijie. Flow Field Simulation Analysis and Optimization of Miniature External Gear Pump [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2019, (7): 50-54.
- [9] 谢一兵, 王守城, 李志富, 等. 高度融合电机叶片泵的仿真分析 [J]. 液压与气动, 2018, (10): 114-117.
XIE Yibing, WANG Shoucheng, LI Zhifu, et al. Simulation Analysis of High Fusion Motor Vane Pump [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2018, (10): 114-117.
- [10] 王震, 聂松林, 尹方龙, 等. 基于 PumpLinx 纯水轴向柱塞泵配流盘卸荷槽结构的仿真分析 [J]. 液压与气动, 2016, (2): 11-16.
WANG Zhen, NIE Songlin, YIN Fanglong, et al. The Simulation and Analysis of Silencing Groove Structure of Valve Plate Within Water Hydraulic Axial Piston Pump Based on PumpLinx [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2016, (2): 11-16.
- [11] HOMA D. Comparison of Different Mathematical Models of Cavitation [J]. Transactions of the VŠB - Technical University of Ostrava, Mechanical Series, 2014, 60(2): 7-14.
- [12] GHOSH S, GHOSH R, PATEL B, et al. Structural Analysis of Spur Gear Using ANSYS Workbench 14.5 [J]. International Journal of Mechanical Engineering and Technology, 2016, 7(6): 132-141.
- [13] QUADRI S A N, DOLAS D R. Contact Stress Analysis of Involute Spur Gear Under Static Loading [J]. International Journal of Scientific Research Engineering & Technology, 2015, 4(5): 593-596.

引用本文:

官辰勇, 王海常, 刘银水, 等. 主动减震系统高速摆线泵空化抑制研究 [J]. 液压与气动, 2020, (10): 5-10.

GUAN Chenyong, WANG Haichang, LIU Yinshui, et al. Cavitation Suppression of High Speed Gerotor for Active Shock Absorption System [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2020, (10): 5-10.