

摆线转子式机油泵内流场压力脉动特性分析

Analysis of pressure fluctuation characteristics of the flow field in the cycloid rotor oil pump

王 文¹ 李文科² 贺尚红¹ 刘光明³

WANG Wen¹ LI Wen-ke² HE Shang-hong¹ LIU Guang-ming³

(1. 长沙理工大学工程车辆安全性设计与可靠性技术湖南省重点实验室, 湖南 长沙 410114;

2. 河南平高电气股份有限公司, 河南 平顶山 467000; 3. 湖南机油泵股份有限公司, 湖南 衡阳 421400)

(1. Hunan Province Key Laboratory of Safety Design and Reliability Technology for Engineering Vehicle, Changsha University of Science and Technology, Changsha, Hunan 410114, China; 2. Henan Pinggao Electric Co., Ltd., Pingdingshan, Henan 467000, China; 3. Hunan Oil Pump Co., Ltd., Hengyang, Hunan 421400, China)

摘要:基于 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型和滑移网格, 对不同工况下摆线转子泵内部瞬态流场进行数值模拟, 得到摆线转子泵流量和效率曲线。通过设置监测点得到泵内不同位置处的压力脉动值, 对其进行时域和频域分析。研究结果表明, 泵内流体压力脉动呈现明显的周期性; 进油腔压力脉动幅值较小, 出油腔压力脉动幅值信号沿出油管道逐渐减弱; 各监测点压力脉动主要频率成份为对应转速下的脉动基频及二次谐波; 随转速增加, 压力脉动幅值逐渐增大。对出油口压力脉动进行试验测试, 测试结果与仿真结果具有较好的一致性。

关键词:摆线转子式机油泵; 机油泵; 摆线; 转子; 压力脉动

Abstract: In order to investigate the characteristics of pressure fluctuation in cycloid rotor oil pump, based on RNG $k-\epsilon$ turbulence model and moving mesh, the transient flows for different operating conditions in cycloid rotor pump were investigated numerically and the computational results of flow and efficiency were obtained. The pressure fluctuation at different monitoring points were measured and analyzed in time and frequency domains. The results show that the pressure fluctuation of the flow field in the cycloid rotor oil pump is periodical obviously, the amplitude of pressure fluctuation is smaller in the oil inlet chamber and decreases gradually along the oil pipeline of the outlet, the dominant pressure fluctuation frequencies of different monitoring points are fundamental frequency and the second harmonic under corresponding working conditions, the amplitude of pressure fluctuation increases gradually with the increasing of rota-

tional speed. The pressure pulsation test is performed on the outlet of the rotor oil pump and the results shows a good agreement with the simulation results, which verifies the reliability of simulation results.

Keywords: cycloid rotor oil pump; oil pump; cycloid; rotor; pressure fluctuation

机油泵是从通用的容积式液压泵中逐渐演化来的, 目前常见的机油泵类型主要有外啮合齿轮泵、内啮合齿轮泵、(内啮合)摆线转子泵、叶片式机油泵和柱塞式机油泵等。摆线转子泵因结构紧凑、体积小、运转平稳、噪声低以及容积效率较高等优点, 在发动机上广泛应用^[1]。机油泵的排油机制决定了输出的流量不是恒定的而是脉动的, 此外, 工作区域局部空化及二次流等因素, 都会导致泵内流体压力随时间不断快速变化, 产生压力脉动现象^[2]。压力脉动会引起振动和噪声, 严重时可能导致共振, 使局部空化进一步发展, 破坏流场结构, 影响机油泵的工作性能^[3]。出于对节能环保及操作环境舒适性的考虑, 对机油泵的振动和噪声的研究也逐渐增多。

对泵内非稳定流场的压力脉动特性研究, 主要有试验和数值计算 2 种方法。朱荣生等^[4-5]采用 CFD 技术对离心泵内部流场进行了多工况数值模拟, 研究了压力脉动在离心泵不同位置的变化规律及其关系。王春林等^[6]研究了混流式主泵内部流场压力脉动特性, 主要针对叶轮和导叶不同位置的压力脉动进行了分析。牟介刚等^[7]就隔舌对离心泵压力脉动特性及内部流场的影响进行了研究, 结果表明与双隔舌蜗壳相比单隔舌蜗壳对离心泵外特性的影响很小。高强等^[8]对摆线转子机油泵流场进行仿真分析, 得到机油泵流量和压力波动曲线, 并对空化现象进行了预测。袁寿其等^[9]研究了离心泵压力脉动对流动噪声的影响, 结果表明叶片通过

基金项目:国家自然科学基金项目(编号:51275059); 湖南省自然科学基金项目(编号:2015JJ4003)

作者简介:王文, 男, 长沙理工大学在读博士研究生。

通信作者:贺尚红(1965—), 男, 长沙理工大学教授, 博士生导师, 博士。E-mail: heshanghong@126.com

收稿日期:2017-11-25

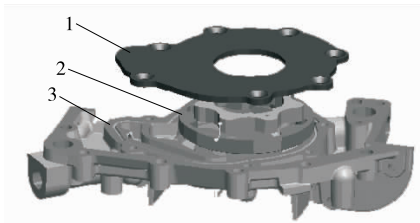
频率是压力脉动和流动噪声的主频。代翠等^[10]对泵作透平尾水管压力脉动特性进行了分析,发现动静干涉作用是引起透平蜗壳内压力脉动的主要原因。张德胜等^[11-12]对轴流泵压力脉动和振动特性进行了试验研究,得到不同转速下泵内部压力脉动峰值不满足泵相似定律变化规律。施卫东等^[13]对不同转速下高比转数轴流泵内动静转子的压力脉动特性进行了试验研究。马富银等^[14]对汽车发动机机油泵的流量、压力脉动、振动噪声、空化等诸多性能参数的测试和分析方法进行了详细介绍。

上述研究为了解机油泵内部流体脉动特性和减振降噪提供了参考和借鉴。目前,缺乏针对摆线转子机油泵压力脉动的仿真分析和试验相结合的研究。本研究拟采用数值模拟与试验研究相结合的方法,对某型号摆线转子机油泵内流场的压力脉动特性进行分析,以期摆线转子机油泵噪声特性评估及结构优化设计提供参考依据。

1 数值模拟

1.1 摆线转子泵计算域及网格

如图 1 所示,摆线转子式机油泵主要由内外转子、泵体、泵盖等零部件组成。其中,内外转子啮合情形如图 2 所示,外转子型线为圆弧曲线,与之共轭的内转子型线为短幅外摆线的法向内等距线,以保证内外转子的平滑啮合^[15]。



1. 泵盖 2. 内外转子 3. 泵体
图 1 摆线转子机油泵三维模型

Figure 1 Solid model of cycloid rotor oil pump

摆线转子机油泵在工作过程中,2 个接触的齿廓之间形成封闭容腔,随着转子旋转,容腔体积不断变化,实现吸排油过程,内转子的 1 个齿转动 1 周,完成吸排油各 1 次,对于具有 z 个齿的内转子,每转过 1 周会有 z 个相同的工作循环,这样摆线转子机油泵就能实现连续输油。

以某机油泵公司生产的某型摆线转子式机油泵为研究对象。该机油泵额定转速为 3 000 r/min,进口压力为

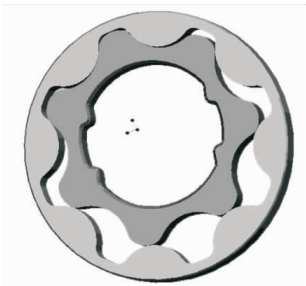
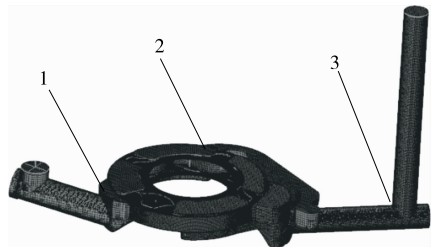


图 2 摆线转子啮合模型

Figure 2 Meshing model of the cycloid rotor

91.325 kPa,出口压力为 300 kPa,内转子数为 7,外转子数为 8。在 UG 中通过布尔运算得到转子泵的流体模型,为了使流体能充分发展,并较准确地模拟流体的流动状况,对出口段进行了适当延长。

转子泵全流道计算域由进口段、转子工作区域、出口段组成,进出口流道采用自适应二元树算法生成笛卡尔六面体网格,转子工作区域采用结构化网格生成器,利用 Pumplinx 软件内置的结构化网格模板,提高了划分网格的精度和速度。网格划分后的模型见图 3,共计 283 263 个单元和 476 820 个节点。



1. 进口段 2. 转子工作区域 3. 出口段

图 3 摆线转子机油泵计算区域及网格

Figure 3 Computing area and grid of rotor oil pump

1.2 控制方程及计算方法

流体流动所遵循的物理定律是建立流体运动方程的依据。流体运动基本控制方程采用 SIMPLEC 算法求解三维不可压缩雷诺平均的 Navier-Stokes 方程^[16]:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial (p \bar{u}_j)}{\partial x_j} = 0, \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \rho F_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \rho \frac{\partial (\overline{u'_i u'_j})}{\partial x_j}, \quad (2)$$

式中:

ρ —— 流体密度, g/cm^3 ;

t —— 时间, s ;

x_i, x_j —— 坐标分量;

u_i, u_j —— 速度分量;

μ —— 黏性系数, $\text{Pa} \cdot \text{s}$;

F —— 体积力, N 。

机油泵内部流动以湍流为主,采用对湍流具有较好计算精度的 RNG $k-\epsilon$ 模型对转子式机油泵进行非定常流动计算,其控制方程^[17]:

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + 2\mu_t \overline{S_{ij}} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \epsilon, \quad (3)$$

$$\rho \frac{D\epsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\epsilon \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + 2C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} \overline{v_t S_{ij}} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} -$$

R ,

式中:

$$\overline{S_{ij}} = \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right);$$

$$R = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \frac{\epsilon^2}{k};$$

$\eta = \frac{Sk}{\epsilon}$;
 $\eta_0 = 4.38$;
 $C_\mu = 0.084\ 5$;
 $\beta = 0.012$;
 μ_{eff} ——有效黏度系数, $\mu_{eff} = \mu_t + \mu$;
 μ_t ——湍动黏度, $\mu_t = \frac{C_\mu k^2}{\epsilon}$;
 $C_{1\epsilon}$ 、 $C_{2\epsilon}$ ——经验常数;
 k ——湍流脉动动能;
 ϵ ——湍动耗散率;
 α_k 、 α_ϵ ——分别为湍动能和湍动耗散率对应的普朗特数。

摆线转子机油泵内部流场数值模拟采用泵阀类专业仿真软件 Pumplinx。基于 SIMPLEC 算法实现速度和压力分离迭代求解,进出口边界条件设置为平均静压,壁面采用无滑移条件,其他变量假定满足充分发展条件^[18]。时间步长为 2 个相邻转子转过同一位置的时间间隔内取 30 个计算点,每个时间步长内迭代 50 次。

1.3 监测点设置

为监测机油泵内流场不同位置处的压力脉动,选取的监测点见图 4。由于泵入口压力较小,因此压力脉动监测点设置以排油腔和出口管道为主。在入口处平面选取监测点 P1,在出口处平面选取监测点 P5,并沿管道中间线取 P6、P7、P8 3 个监测点,P8 位于 P7 上方 20 mm 处,所有监测点都位于管道中间线。在压油腔平面取 P2、P3、P4 3 个监测点,每 2 个监测点相距 60°分布。

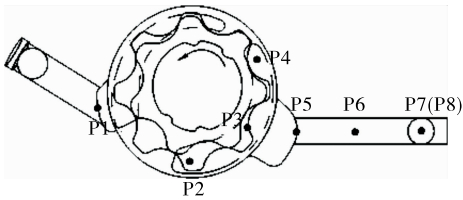


图 4 压力脉动监测点设置

Figure 4 Location of monitoring points

2 数值模拟结果及分析

转子机油泵排油机制决定了输出的流量不是恒定而是周期性脉动的,这种脉动流量遇到出口系统负载阻抗后形成压力脉动并沿下游传播。参照内啮合齿轮泵固有流量脉动频率计算公式,摆线转子机油泵流量(压力)脉动频率为^[19] :

$f_1 = z f_r = n z / 60,$ (5)

式中:

- f_r ——发动机轴频,Hz;
- n ——发动机转速,r/min;
- z ——内转子齿数。

本试验模拟计算中,机油泵额定转速 $n = 3\ 000\ \text{r/min}$,内转子齿数为 7,计算得: $f_r = 50\ \text{Hz}$, $f_1 = 350\ \text{Hz}$ 。

图 5(a)为入口处监测点 P1 在一个周期内的压力脉动时域曲线图,图 5(b)为相应的频谱。入口压力脉动主要由固有

流量脉动基频和二次谐波组成,其中基频起主导作用,其分量约为二次谐波的 3 倍。

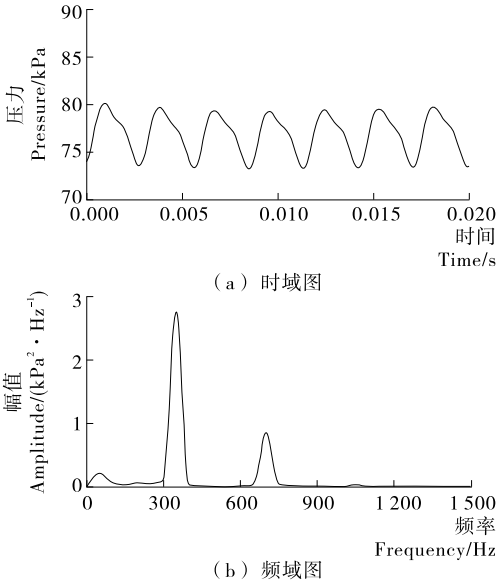


图 5 监测点 P1 处压力脉动时域与频域图

Figure 5 The time and frequency domain curves of pressure pulsation of point 1

图 6 为转子泵出口监测点 P5 处的压力脉动时域曲线和频谱。其脉动特性图形与入口压力脉动明显不同,从图 6(b)可以看出,最大脉动能量幅值依然出现在基频,二次谐波成份增加,约为基频的 80%,除二次谐波外还出现了三次谐波分量。

图 7 给出了沿出口管道各监测点的压力脉动幅值差比较,由图 7 可以看出,P5、P6、P7 3 个监测点的幅值逐渐减小,说明压力脉动信号从转子工作区域向出口传递过程中逐渐减弱,P8 的幅值较 P7 有所增加,这是由于出口管道在与

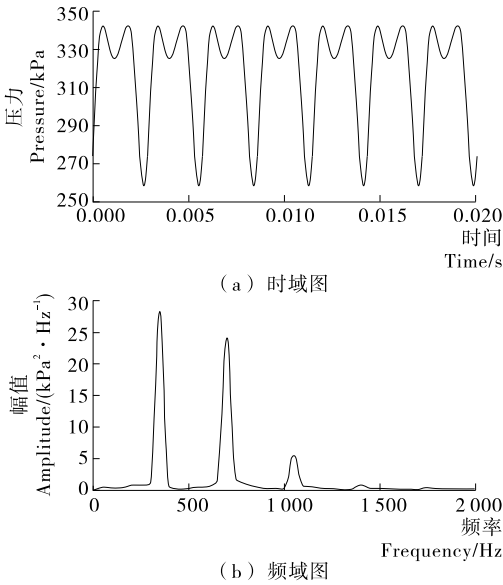


图 6 监测点 P5 处压力脉动时域与频域图

Figure 6 The time and frequency domain curves of pressure pulsation of point 5

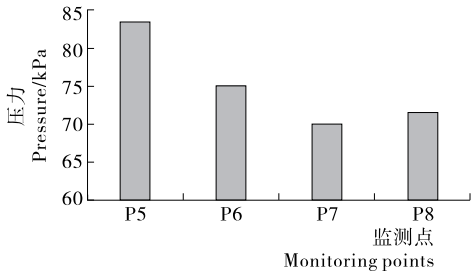


图 7 沿出口管道各监测点压力脉动幅值差对比

Figure 7 The comparison of pressure pulsation at different points of outlet

发动机工装时的垂直过渡使得流体在此处产生回流,导致压力脉动增大。

压油腔为高压油腔,如图 4 所示分别设置 P2、P3、P4 3 个监测点,P2 位于困油区向高压油腔供油位置,P4 位于出油腔末端,P3 位于二者中间位置。

图 8 为出油腔各监测点的时域与频域曲线对比图。其时域曲线与入口处和出口处明显不同,频率成份也更加丰富。P2 点脉动幅值最大,P4 点次之,P3 点最小。

由图 8(b)可以看出,P2 点的压力脉动主频为二次谐波 $2f_1$,其他频率成份依次为: f_1 、 $3f_1$ 、 $4f_1$ 、 $5f_1$ 、 $6f_1$ 。P3 点的压力脉动主频为 f_1 ,其他频率成份依次为: $2f_1$ 、 $3f_1$ 、 $4f_1$,P4 点的压力脉动频率分量依次为: $2f_1$ 、 f_1 、 $4f_1$ 、 $3f_1$ 。因此压油腔各监测点中,影响 P3 点压力脉动的主频为基频,影响 P2、P4 点压力脉动的主频为基频二次谐波。

转速是影响机油泵压力脉动的重要因素,为了解不同转速下流体脉动特性,转速分别取 1 500、3 000、5 000 r/min,其中 3 000 r/min 为机油泵额定转速。对代表性监测点 P2、P8 处压力脉动频谱特性进行对比分析。由 9(a)可以看出,额定

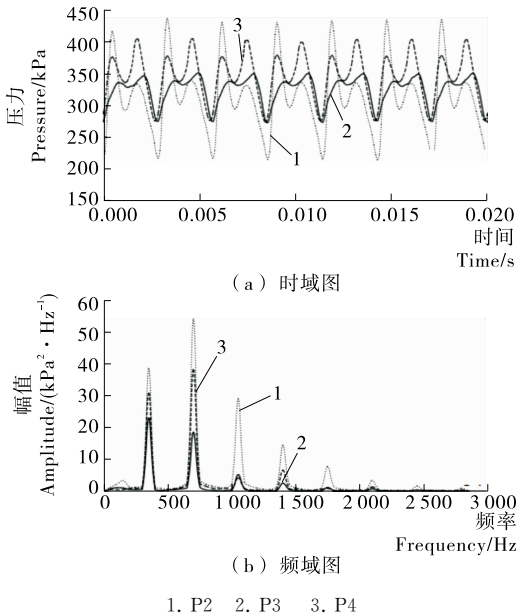


图 8 出油腔各监测点压力脉动时域与频域图

Figure 8 The time and frequency domain curves of pressure pulsation of monitoring points

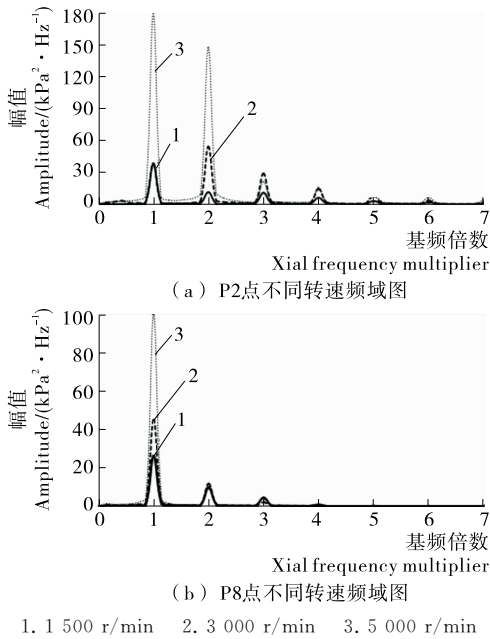


图 9 不同转速时压力脉动频域图

Figure 9 The frequency domain curves of pressure pulsation at different speeds

转速下 P2 点压力脉动主频为基频二次谐波,在低转速和高转速工况下,压力脉动主频为基频。随转速增加压力脉动幅值逐渐增大,5 000 r/min 时脉动能量幅值分别约为 3 000、1 500 r/min 时的 3.0 倍和 4.5 倍。由 9(b)可以看出,监测点 P8 位置各工况压力脉动主频均为基频。脉动幅值随转速增加明显增大,5 000 r/min 时脉动能量幅值分别约为 3 000、1 500 r/min 时的 2.0 倍和 3.5 倍。

3 验证实验

为了验证数值计算的可靠性,对摆线转子泵进行了性能试验及压力脉动试验,由于试验条件限制只对泵出口流体压力脉动进行测试。

流量测试及压力脉动试验在机油泵综合性能测试平台上进行。手动调节泵出油孔球阀,设置出油压力为 300 kPa,出油口部分内部油路按照发动机缸体结构设计,模拟发动机真实结构,传感器采用高频动态压力传感器,采样频率为 10 kHz,采样时间为 1 s。对压力脉动信号进行同步采集,并实时显示和存储,然后在 Matlab 中完成频谱分析^[20]。

3.1 稳态流量特性测试

根据性能试验结果获得了各转速下摆线转子泵的试验流量和容积效率;通过数值计算得到各工况下的仿真流量值,将仿真流量与理论流量相除得到仿真效率。图 10 为试验数据与仿真结果的对比曲线,从图 10 可以看出,数值计算结果与试验结果具有较好的一致性,验证了数值计算的准确性。

3.2 压力脉动测试

通过试验得到泵出口在 1 500、3 000、5 000 r/min 3 个转速下的压力脉动数据,取采样时间为 0.1 s 的数据进行分析,图 11、12 分别为各转速下压力脉动时域图与频域图。

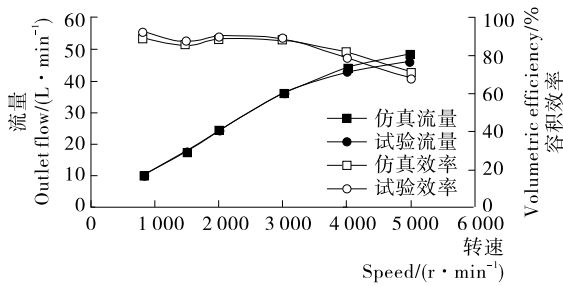


图 10 仿真与试验性能曲线对比

Figure 10 The comparison of simulation results and test results

从图 11 可以看出,在低转速时压力脉动周期性不明显,在中高转速时压力脉动随时间变化具有一定的周期性,且随着转速增加,压力脉动幅值逐渐变大。

从图 12 可以看出,各转速下对压力脉动影响最大的频率均在基频附近。1 500 r/min 时压力脉动的主要影响频率为基频 f_1 ; 3 000 r/min 时,脉动幅值从大到小对应的频率为 f_1 、 $2f_1$ 、 $2f_r$; 5 000 r/min 时脉动幅值从大到小对应的频率为 f_1 、 $3f_r$ 、 $2f_r$ 。

从图 12(b)、(c)可看出,当转速高时,在压力脉动频谱图除出现与脉动基频相关的频率成份外,还出现了转轴频率及其倍频,转速越高,频率成份越丰富,这些频率可能由轴承及传动件动态不平衡引起的,在仿真中无法体现。

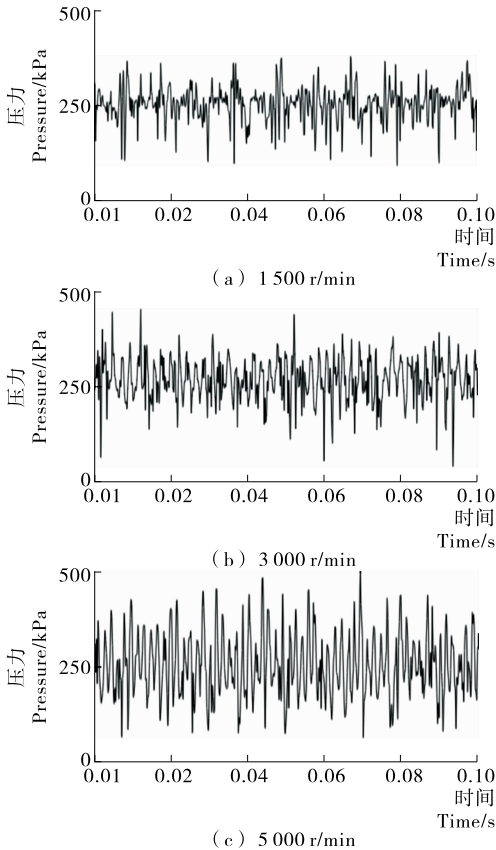


图 11 各转速时泵出口压力脉动时域图

Figure 11 The time domain curves of pressure pulsation of outlet at different speeds

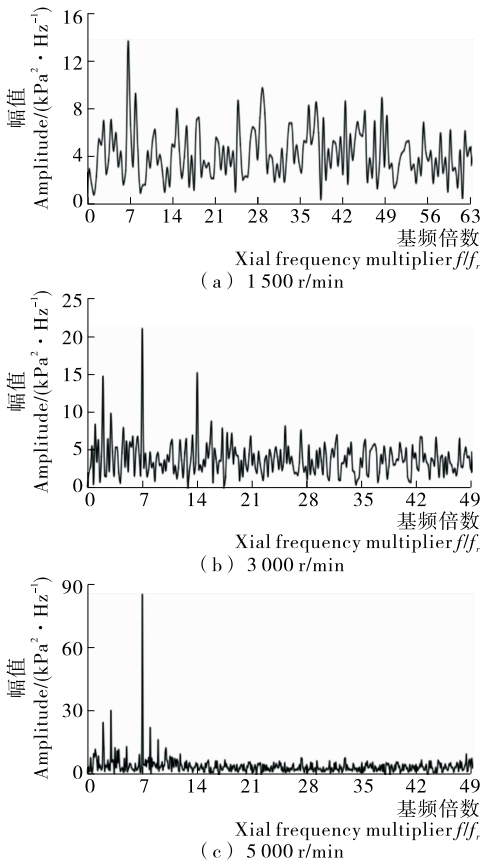


图 12 各转速时泵出口压力脉动频域图

Figure 12 The frequency domain curves of pressure pulsation of outlet at different speeds

对比压力脉动试验与数值仿真结果,可以看出影响压力脉动的主要频率均为基频;随转速增加压力脉动幅值逐渐增大。二者具有相同的变化趋势和较好的一致性,证明仿真结果是可靠的,可以用于指导摆线转子式机油泵的减振降噪研究。

4 结论

(1) 摆线转子式机油泵内流场压力脉动呈现周期性变化。压力脉动信号从出油腔到出油口传递过程中先逐渐减弱然后受出油口结构影响有所增加。

(2) 压油腔及出油口各位置压力脉动主要频率成份为固有流量脉动基频及二次谐波。压油腔首尾 2 个监测点的压力脉动主频为固有流量脉动基频的二次谐波,其他监测点压力脉动主频为一次谐波,脉动幅值随转速增加有明显增大。

(3) 数值计算得到转子泵流量与效率曲线与试验结果吻合良好,出口压力脉动试验的时域和频域特性与仿真结果具有较好的一致性,证明 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型能够较好地模拟转子泵内部非定常瞬态流场。

(4) 该文研究成果可以进行摆线转子式机油泵的设计优化。

参考文献

[1] 吴伟蔚, 马富银. 汽车发动机机油泵的综合性能评价[J]. 中国公路学报, 2012, 25(2): 134-141.

$M \leq 105$ CFU/g 及 $M \leq 1 \times 10^2$ MPN/100 g,且未检测到沙门氏菌,说明盐焗鸡的加工过程能杀灭原料鸡中的绝大部分微生物,同时,较低的贮藏温度和真空包装能延缓微生物的生长繁殖。

3 结论

本试验研究了 4 ℃贮藏条件下真空包装粤式盐焗鸡的品质变化及保质期,结果表明:4 ℃的低温只能延缓微生物的生长繁殖,减缓粤式盐焗鸡的酸化腐败。由于在 21 d 的贮藏期内,即使微生物指数均在国标检测限值内,但第 15、18 及 21 天感官评分及鸡肉的酸价差异显著($P < 0.05$),且第 18 天时鸡皮的挥发性盐基氮超出国标限值,由此,建议粤式盐焗鸡在加工后采用真空、避光和低温运输及贮藏,且贮藏期不宜超过 15 d。研究结果对 4 ℃真空包装的粤式盐焗鸡的上市具有一定的指导作用,但缺少对贮藏过程中盐焗鸡的营养成分如蛋白质的含量及氨基酸种类的变化及机理的研究,故此乃后期研究的重要方向。

参考文献

[1] MIR N A, RAFIQ A, KUMAR F, et al. Determinants of broiler chicken meat quality and factors affecting them: a review[J]. Journal of Food Science & Technology, 2017, 54(10): 2 997-3 009.

[2] 应月,王琴,白卫东,等.盐焗鸡生产加工现状及进展[J].农产品加工:学刊,2012(8): 98-100, 123.

[3] 朱南新.盐焗鸡肉质改善方法研究[D].广州:华南理工大学,2013: 24-37.

[4] 任琳,赵冰,赵燕,等.盐焗鸡翅贮存特性的研究[J].肉类研究,

2012, 26(6): 34

[5] 李秋庭,吴建文.盐焗鸡贮藏品质变化及货架期预测模型[J].食品科技,2015, 40(2): 157-162.

[6] 胡新,姚亚明,王鹏,等.不同冻结和解冻方式对猪肉品质的影响[J].食品工业科技,2017, 38(19): 278-283.

[7] 李淑娜.用石油醚代替乙醚检测食油中的酸价[J].医药论坛杂志,2011, 32(18): 91-92.

[8] 顾苗青,周厚源,李汴生,等.肉鸡翅根烘烤过程中品质变化[J].食品与发酵工业,2014, 40(11): 64-69.

[9] 李威.软包装盐焗鸡翅的质量控制与改善研究[D].广州:华南理工大学,2011.

[10] 魏健.熏马肉煮制熟化及贮藏期品质变化的研究[D].乌鲁木齐:新疆农业大学,2016: 28-29.

[11] KIM D, LEE S, LEE K, et al. Development of a pH indicator composed of high moisture-absorbing materials for real-time monitoring of chicken breast freshness[J]. Food Science & Biotechnology, 2017, 26(1): 37-42.

[12] QIAO Lu, TANG Xiu-Ying, DONG Jun. A feasibility quantification study of total volatile basic nitrogen (TVB-N) content in duck meat for freshness evaluation[J]. Food Chemistry, 2017, 237: 1 179-1 185.

[13] 我国传统腌腊肉制品中脂肪的酸败及其控制[N].中国食品质量报,2009-09-26(006).

[14] 李升升,靳义超,闫忠心.运输温度对牦牛肉品质的影响及其相关性分析[J].食品与机械,2017, 33(6): 143-146.

[15] HYLDIG G, NIELSEN D. A review of sensory and instrumental methods used to evaluate the texture of fish muscle[J]. Journal of Texture Studies, 2010, 32(3): 219-242.

(上接第 85 页)

[2] 王福军,张玲,张志民.轴流泵不稳定流场的压力脉动特性研究[J].水利学报,2007, 38(8): 1 003-1 009.

[3] GUO Shi-jie, YOSHIYUKI Maruta. Experimental investigations on pressure fluctuations and vibration of the impeller in a centrifugal pump with vaned diffusers[J]. JSME International Journal, 2005, 48(1): 136-143.

[4] 朱荣生,苏保稳,杨爱玲,等.离心泵压力脉动特性分析[J].农业机械学报,2010, 41(11): 43-47.

[5] 王肖伟,仲兆平,王泽宇,等.流化床内生物质石英砂混合流动压力脉动频谱特性[J].中南大学学报:自然科学版,2016, 47(1): 279-285.

[6] 王春林,杨晓勇,李长军,等.混流式主泵模型泵内部流场压力脉动特性研究[J].核动力工程,2013, 34(4): 47-52.

[7] 牟介刚,刘剑,郑水华,等.隔舌对离心泵压力脉动特性及内部流场的影响[J].中南大学学报:自然科学版,2016, 47(12): 4 090-4 098.

[8] 高强,吴伟蔚,李金国.摆线转子式机油泵的流体特性分析[J].机床与液压,2011, 39(13): 29-32.

[9] 袁寿其,薛菲,袁建平,等.离心泵压力脉动对流动噪声影响的试验研究[J].排灌机械,2009, 27(5): 287-290.

[10] 代翠,孔繁余,董亮,等.泵作透平尾水管压力脉动特性分析与试验[J].中南大学学报:自然科学版,2015, 46(8): 3 131-

3 137.

[11] 张德胜,耿琳琳,施卫东,等.轴流泵水力模型压力脉动和振动特性的试验研究[J].农业机械学报,2015, 46(6): 66-72.

[12] 王松林,谭磊,王玉川.离心泵瞬态空化流动及压力脉动特性[J].振动与冲击,2013, 32(22): 168-173.

[13] 施卫东,姚捷,张德胜,等.不同转速下轴流泵压力脉动试验[J].农业机械学报,2014, 45(3): 66-71.

[14] 马富银,黄新良,吴伟蔚,等.齿轮机油泵性能测试试验方案设计[J].噪声与振动控制,2012(3): 212-216.

[15] 叶宪枝.圆弧一摆线转子泵结构设计及流场特性仿真分析[D].重庆:重庆大学,2012: 16-20.

[16] 王玉川,谭磊,曹树良,等.离心泵叶轮区瞬态流动及其压力脉动特性[J].机械工程学报,2014, 50(10): 163-169.

[17] LIU Shu-hong, LI Sheng-cai, WU Yu-lin. Pressure fluctuation prediction of a model Kaplan turbine by unsteady turbulent flow simulation [J]. Journal of fluids Engineering, 2009, 297(5 866): 495-496.

[18] 刘厚林,周孝华,王凯,等.多级离心泵径向导叶内压力的脉动特性[J].中南大学学报:自然科学版,2014, 45(9): 3 295-3 300.

[19] 张方晓.内啮合齿轮泵流量特性的研究[D].济南:济南大学,2006: 33-35.

[20] 施卫东,姚捷,张德胜,等.采样频率和时间对轴流泵压力脉动特性的影响[J].排灌机械工程学报,2013, 31(3): 190-194.