

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.12.0223

外啮合齿轮泵流量特性影响因素分析

孔繁余¹, 何玉洋¹, 郑德², 张慧¹, 夏斌¹

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 江苏 镇江 212013; 2. 中国石化仪征化纤股份有限公司, 江苏 扬州 211900)



孔繁余

摘要: 为研究外啮合齿轮泵重要参数对流量脉动系数的影响,通过理论推导获得流量脉动系数计算公式,分析齿数、压力角对流量脉动系数的影响;采用边界型函数和动网格技术,并结合 $k-\varepsilon$ 湍流模型对不同参数条件下的齿轮泵进行非定常模拟,分析负载压力、径向间隙对流量脉动系数的影响。结果表明,增大齿数和压力角均会减小齿轮泵流量脉动系数,有利于提高齿轮泵的流量特性。另外,增大齿数与增大压力角对提高齿轮泵的流量特性效果较为接近;齿轮泵的流量脉动系数也会随着负载压力及齿轮径向间隙的增大而减小,在设计中适当增大负载压力及齿轮径向间隙,可以改善出口流量特征的质量;过大的负载压力和齿轮轴向间隙会导致齿轮泵容积效率下降,在设计过程中应当引起足够重视。

关键词: 齿轮泵;流量特征;脉动系数;影响因素

中图分类号: S277.9; TH311 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-8530(2014)02-0108-05

孔繁余,何玉洋,郑德,等. 外啮合齿轮泵流量特性影响因素分析[J]. 排灌机械工程学报,doi:10.3969/j.issn.1674-8530.12.0223.

Analysis of influence factors on flow rate characteristics in gear pump

Kong Fanyu¹, He Yuyang¹, Zheng De², Zhang Hui¹, Xia Bin¹

(1. Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China; 2. Sinopec Yizheng Chemical Fibre Co. Ltd., Yangzhou, Jiangsu 211900, China)

Abstract: In order to research the important influence factors of the coefficient of the flow rate pulsation φ on the external gear pump, the analytic way of deducing and simulation was adopted. By deducing the formulation of the coefficient of flow rate pulsation, the relationship between gear number, press angle and φ were analyzed. A numerical simulation of the transient flow field of the gear pump was performed by using the moving boundary condition and dynamic mesh method with $k-\varepsilon$ turbulent model, and the relationships among the loading pressure, the clearance and the φ were achieved. The result shows that the coefficient of flow rate pulsation will decrease with the increasing of the gear number z or the pressure angle α . It is good for improving the flow rate characteristic of the gear pump. Furthermore, the gear number makes a very similar function in improving the flow characteristics with the pressure angle's function. On the other hand, the coefficient of the flow rate pulsation will also decrease with the loading pressure p or the clearance δ increasing. The exaggerated loading pressure and clearance δ will lead to the volumetric efficiency decreasing, and this characteristics should be attached great importance in pump design procedure.

Key words: external gear pump; flow characteristic; flow rate coefficient pulsation; influence factors

收稿日期: 2012-12-17; 网络出版时间: 2013-12-17

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/doi/10.3969/j.issn.1674-8530.12.0223.html>

基金项目: “十二五”国家科技支撑计划项目(2013BAK06B02); 江苏省科技支撑计划项目(BE2012147)

作者简介: 孔繁余(1956—),男,江苏扬州人,研究员,博士生导师(Kongfy2918@sohu.com),主要从事流体机械研究。

何玉洋(1989—),男,江苏盐城人,硕士研究生(839012147@qq.com),主要从事容积泵研究。

外啮合齿轮泵具有结构简单、工作可靠等优点,在各行业中被广泛地应用.但在使用过程中,存在着振动大、噪声高等缺点.齿轮泵的流量脉动是产生压力脉动、振动以及噪声的直接原因.国内外研究学者在外啮合齿轮泵的结构优化、困油特性以及减小径向力等方面进行了很多研究. Houzeaux 等^[1]、Vande 等^[2]、Riemslogh 等^[3]应用动网格技术处理齿轮泵啮合过程中计算域随时间变化的问题,成功模拟了齿轮泵的啮合过程和间隙泄漏现象.李玉龙等^[4-5]通过建立相应的微分方程组模型,分析了外啮合齿轮泵困油容积、困油压力与卸荷槽参数之间的关系.

流量脉动系数 φ 是衡量外啮合齿轮泵流量参数的重要指标.文中通过研究齿数 z 、压力角 α 、负载压力 p 以及齿轮径向间隙 δ 分别对流量脉动系数的影响,为设计过程中优化并改善流量脉动提供理论参考.

1 研究对象

外啮合齿轮泵的主要几何参数为模数 $m = 3 \text{ mm}$,齿数 $z = 10$,变位系数 $X = 0.5$,压力角 $\alpha = 20^\circ$,转速 $n = 420 \text{ r/min}$,中心距 $a = 33 \text{ mm}$,入口直径 $\phi_{in} = 12 \text{ mm}$,出口直径 $\phi_{out} = 12 \text{ mm}$,外壁半径 $r = 20.5 \text{ mm}$,啮合系数 $\varepsilon = 1.37$,尺高系数 $h^* = 1$,油密度 $\rho = 960 \text{ kg/m}^3$,黏度为 $0.048 \text{ Pa} \cdot \text{s}$.计算模型如图1所示.

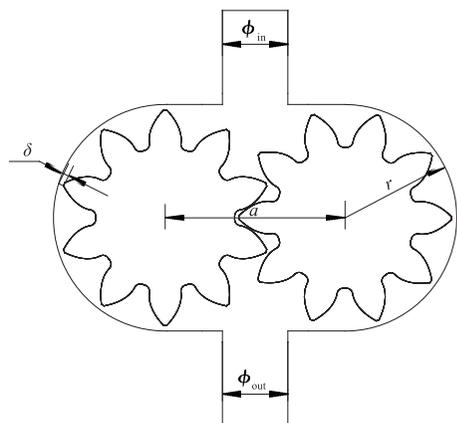


图1 计算模型
Fig.1 Calculation model

液压油从上方进入吸入口,随着轮齿转动,齿轮脱开,体积由小变大,形成真空,将液压油吸入泵腔;随着齿轮的啮合,下端齿轮出口体积由大变小,将液压油挤出.

2 理论推导

2.1 瞬时流量

关于脉动系数的理论推导,是基于之前学者推导的外啮合齿轮泵瞬时流量的计算公式展开的,瞬时流量的表达式^[6]为

$$q_v = \frac{1}{2} \omega_1 B \left[2R_1(h_1 + h_2) + h_1^2 + h_2^2 \frac{R_1}{R_2} - \left(1 + \frac{R_1}{R_2} \right) f^2 \right], \quad (1)$$

式中: ω_1 为主动轮的角速度; B 为齿轮的纵向宽度; R_1, R_2 分别为主动轮和从动轮的节圆半径; h_1, h_2 分别为主动轮和从动轮的齿顶高; f 为啮合点与节点的距离.

文中主、从动轮是一对齿数相同的渐开线齿轮,即有 $R_1 = R_2 = R, h_1 = h_2 = h$,根据齿轮结构的几何关系

$$h = R_e - R, \quad (2)$$

式中: R_e 为齿顶圆半径; R 为节圆半径.由式(1),(2)可得瞬时流量表达式:

$$q_v = \omega B (R_e^2 - R^2 - f^2). \quad (3)$$

2.2 流量脉动系数

流量脉动系数 φ 是描述流量品质的重要参数之一,为了便于理论推导和模拟分析,定义脉动系数的2种表达式为

$$\varphi = \begin{cases} \frac{q_{Vmax} - q_{Vmin}}{q_{Vt}}, \\ \frac{q_{Vmax} - q_{Vmin}}{\overline{q_v}}, \end{cases} \quad (4)$$

式中: q_{Vmax}, q_{Vmin} 分别为瞬时流量最大值和最小值; q_{Vt} 为理论流量; $\overline{q_v}$ 为流量均值, $\overline{q_v} = (q_{Vmax} + q_{Vmin})/2$.如果齿轮的基节为 t_j ,齿轮啮合的重叠系数为 ε ,则

$$f \in (-\varepsilon t_j/2, \varepsilon t_j/2), \quad (5)$$

很明显,瞬时流量的最大值出现在啮合点,位于节圆上.

$$q_{Vmax} = \omega B (R_e^2 - R^2), \quad (6)$$

一对轮齿开始啮合 ($f = -\varepsilon t_j/2$) 或者啮合结束 ($f = \varepsilon t_j/2$) 时,出现瞬时流量的最小值

$$q_{Vmin} = \omega B (R_e^2 - R^2 - \varepsilon^2 t_j^2/4), \quad (7)$$

外啮合齿轮泵的理论流量的计算公式为

$$q_{Vt} = \omega B \left(R_e^2 - R^2 - K_c \frac{t_j^2}{12} \right), \quad (8)$$

式中 $K_c = 4 - 6\varepsilon + 3\varepsilon^2$.

将式(6) - (8)代入(4)中得

$$\varphi = \frac{\varepsilon^2 t_j^2}{4(R_e^2 - R^2 - K_c t_j^2 / 12)}, \quad (9)$$

式中: $t_j = m\pi \cos \alpha$; $R_e = \frac{1}{2}(z+2)m$; $R = mz$.

2.3 脉动系数影响因素分析

根据式(9) (未涉及负载压力、径向间隙)可以发现脉动系数 φ 和齿轮的齿数、压力角有密切的关系. 保持压力角 $\alpha = 20^\circ$ 不变, 增加齿数, 根据齿轮的几何关系可计算啮合系数 ε ; 保持齿数 $z = 10$ 不变, 增大压力角 α , 根据齿轮的几何关系可以计算啮合系数 ε . 将上述函数关系代入式(9), 分别得到齿轮泵脉动系数 φ 随齿数 z 、压力角 α 的变化规律, 如图 2, 3 所示.

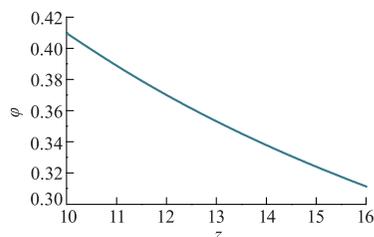


图 2 不同齿数下的脉动系数值
Fig. 2 Coefficient of flow rate pulsation at different gear numbers

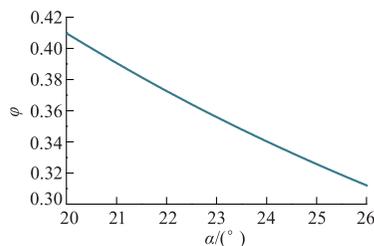


图 3 不同压力角下的脉动系数值
Fig. 3 Coefficient of flow rate pulsation at different pressure angle

由图 2, 3 可知, 随着齿数以及压力角的增大, 脉动系数均在减小. 图 2 中脉动系数值的减小率为 26.98%, 图 3 中脉动系数值的减小率为 26.92%, 由此可知脉动系数随齿数的变化幅度与随压力角变化幅度接近. 在设计过程中, 可以通过适当地增大齿数或压力角来改善流量特性品质.

3 数值模拟

3.1 控制方程和边界条件

应用连续性方程和 N-S 方程来模拟齿轮泵的内部流动. 同时使用 $k-\varepsilon$ 湍流模型^[7-9]来封闭方程

组, 压力和速度耦合方式选用 SIMPLE 算法进行非定常求解^[10-12]. 设置进出口为压力边界条件, 参考压力为 1.01×10^5 kPa, 固壁采用无滑移边界条件.

3.2 边界型函数

齿轮泵中齿轮的旋转运动就是绕轴中心转动, 通过编写边界函数文件来实现. 因为恒速转动, 速度点可以任意选取, 这里采用 3 段速度, 每一段速度都一样, 均为 48.98 r/s.

左侧齿轮的边界型函数为

```
(( left 3 point)
(time 0 1 60)
(omega_z 43.98 43.98 43.98));
```

右侧齿轮的边界型函数为

```
(( left 3 point)
(time 0 1 60)
(omega_z -43.98 -43.98 -43.98)).
```

3.3 动网格设置

计算网格采用三棱柱非结构网格, 网格总数约为 9 万. 为了更好地捕捉齿轮泵内部流场的特征, 对间隙处进行加密^[13]. 根据齿轮泵的工作过程的特点, 采用动网格技术中弹性光顺法和局部网格重构法, 处理计算域随时间变化问题^[14-15]. 计算时, 通过自定义的边界型函数给定齿轮转速, 泵网格随着 2 个齿轮的啮合过程不断重构来保证网格质量.

3.4 模拟结果与分析

利用 Fluent 软件, 在出口处设置监测线段, 监测线段上各点速度, 将速度均值绘制速度时间图像.

给定一个径向间隙 $\delta = 1$ mm (保持其他几何参数不变), 逐步增大负载压力模拟计算齿轮泵脉动系数值. 当 $p = 0.10$ MPa 时, 监测的速度均值与时间关系如图 4 所示.

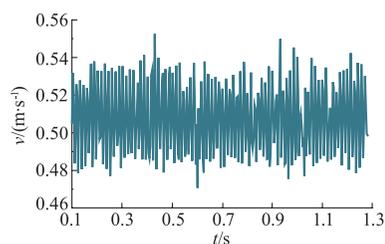


图 4 速度均值曲线图
Fig. 4 Curve of averaged velocity

由图 4 可知 $v_{\max} = 0.55$, $v_{\min} = 0.47$, 根据

$$\varphi = \frac{q_{V\max} - q_{V\min}}{q_V} = \frac{2(q_{V\max} - q_{V\min})}{q_{V\max} + q_{V\min}} = \frac{2(v_{\max} - v_{\min})}{v_{\max} + v_{\min}} \quad (10)$$

可得脉动系数值。

采用相同的模拟及计算方法,分别计算上述不同负载压力情况下脉动系数的值,得到不同出口负载下脉动系数曲线,如图5所示。

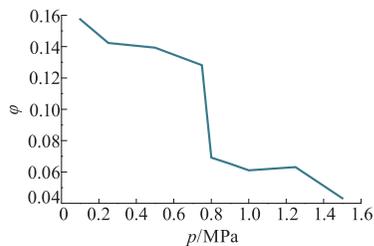


图5 不同出口负载下的脉动系数值

Fig. 5 Coefficient of flow rate pulsation at different loading pressure values

给定一个负载压力 $p = 1.00$ MPa,采用相同的模拟及计算方法,计算不同径向间隙(保持其他几何参数不变)下齿轮泵脉动系数值,图6为脉动系数与径向间隙曲线。

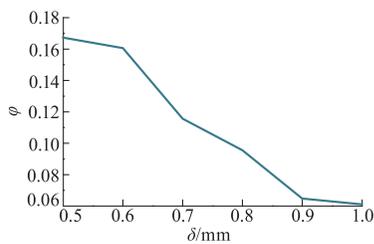


图6 不同径向间隙下脉动系数值

Fig. 6 Coefficient of flow rate pulsation at different radial clearances

由图5,6可以看出,保持径向间隙 $\delta = 1$ mm 不变,改变出口负载压力,齿轮泵的出口流量脉动系数会随着负载压力的增大而减小;保持出口负载压力 $p = 1.00$ MPa 不变,改变径向间隙 δ ,齿轮泵的出口流量脉动系数会随着径向间隙的增大而减小,由此可说明,通过增大负载压力或增大径向间隙可以提高齿轮泵出口流量的特征品质。但是过大的负载压力,有可能导致电动机出现过载,此外,过大的负载压力或过大的径向间隙会引起齿轮泵的容积效率下降。

图7给出了 t 为 0.8 s 时, p 分别为 $0.75, 1.50$ MPa 时齿轮泵的速度分布图。由图可知,图7b中径向区域中高速区域的面积较图7a有所增大,说明随着出口负载压力的增大,径向间隙处的泄漏速度也在增大,导致泄漏量增大,容积效率减小。当径向间隙 δ 增大时,泄漏量也会随之增大,容积效率随之减小。

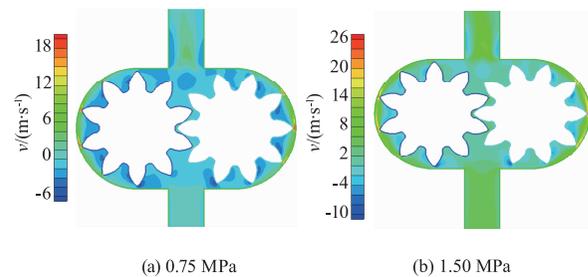


图7 在 0.8 s 时 0.75 MPa 和 1.50 MPa 压力下速度分布图
Fig. 7 Velocity distribution of 0.75 MPa and 1.50 MPa at 0.8 s

4 结论

1) 根据理论分析,增加齿数 z 和压力角 α 均可减小脉动系数值,改善出口流量的特征品质。

2) 脉动系数随齿数影响幅度和随压力角影响幅度接近。

3) 根据数值模拟结果,脉动系数随负载压力和径向间隙的增大而减小。适当地增大负载压力和径向间隙可以改善出口流量的特征品质。

4) 随着负载压力的增大,可能会出现过载的问题,导致泄漏量增大,容积效率降低。径向间隙的增大,也会导致容积效率的降低。

参考文献 (References)

- [1] Houzeaux G, Codina R. A finite element method for the solution of rotary pumps[J]. Computers & Fluid, 2007, 36(4):667-679.
- [2] Vande V J, Vierendeels J, Dick E. Flow simulation in rotary volumetric pumps and compressors with the fictitious domain method[J]. Journal of Computational and Applied Mathematics, 2004, 168(1/2):491-499.
- [3] Rienslagh K, Virendeels J, Dick E. Arbitrary Lagrangian-Eulerian finite-volume method for simulation of rotary displacement pump flow[J]. Applied Numerical Mathematics, 2000, 32(4):419-33.
- [4] 李玉龙,王学军,顾广华. 外啮合齿轮泵困油历程的仿真研究[J]. 机械传动,2004,28(6):19-21.
Li Yulong, Wang Xuejun, Gu Guanghua, et al. Simulating research on mutative trends of cubage and pressure among two gear of outer jogging gear pump[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2004, 28(6):19-21. (in Chinese)
- [5] 李玉龙,孙付春. 中高压外啮合齿轮泵端面间隙的理论计算[J]. 排灌机械工程学报,2012,30(2):148

- 152.
- Li Yulong, Sun Fuchun. Theoretical calculation of axial clearance in medium or high pressure external gear pumps[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012, 30(2): 148 - 152. (in Chinese)
- [6] 宫柏秋. 齿轮泵参数化设计方法研究与系统实现[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学机电工程学院, 2008.
- [7] 甘文彪, 周洲. 基于层流动能湍流模型的数值模拟方法[J]. 计算物理, 2013, 30(2): 170 - 179.
- Gan Wenbiao, Zhou Zhou. Reynolds-averaged Navier - Stokes method with Laminar Kinetic energy turbulent model[J]. Chinese Journal of Computational Physics, 2013, 30(2): 170 - 179. (in Chinese)
- [8] 张德胜, 施卫东, 张华, 等. 不同湍流模型在轴流泵性能预测中的应用[J]. 农业工程学报, 2012, 28(1): 66 - 71.
- Zhang Desheng, Shi Weidong, Zhang Hua, et al. Application of different turbulence models for predicting performance of axial flow pump[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(1): 66 - 71. (in Chinese)
- [9] Wasserman M, Mor-Yossef Y, Yavneh I, et al. A robust implicit multigrid method for RANS equations with two-equation turbulence models[J]. Journal of Computational Physics, 2010, 229(16): 5820 - 5842.
- [10] Balabel A, El-Askary W A. On the performance of linear and nonlinear $k - \varepsilon$ turbulence models in various jet flow applications[J]. European Journal of Mechanics B/F-luids, 2011, 30(3): 325 - 340.
- [11] 汪飞, 李义天, 葛华, 等. 同位网格上 SIMPLE 算法收敛特性的 Fourier 分析[J]. 计算力学学报, 2013, 30(1): 11 - 21.
- Wang Fei, Li Yitian, Ge Hua, et al. Fourier analysis of the convergence behaviors of SIMPLE algorithm on collocated grid[J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 2013, 30(1): 11 - 21. (in Chinese)
- [12] Udaykumar H S, Mattal R, Rampungoon R, et al. A sharp interface cartesian grid method for simulating flows with complex moving boundaries [J]. Journal of Computational Physics, 2001, 174(1): 345 - 380.
- [13] 刘永丰, 张文平, 明平剑, 等. 一种动网格插值方法在内燃机 CFD 中的应用[J]. 内燃机工程, 2013, 34(1): 86 - 92.
- Liu Yongfeng, Zhang Wenping, Ming Pingjian, et al. Dynamic mesh interpolation method applying in internal combustion engine CFD[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2013, 34(1): 86 - 92. (in Chinese)
- [14] 岳向吉, 巴德纯, 刘坤, 等. 干式罗茨真空泵吸气级内流动的瞬态模拟[J]. 真空科学与技术学报, 2012, 32(9): 850 - 855.
- Yue Xiangji, Ba Dechun, Liu Kun, et al. Transient numerical simulation of gas flow in suction stage of dry roots-type vacuum pump[J]. Chinese Journal of Vacuum Science and Technology, 2012, 32(9): 850 - 855. (in Chinese)
- [15] 石丽娜, 陈志平, 章序文, 等. 基于动网格的高压煤浆输送泵内部流场数值模拟优化研究[J]. 高校化学工程学报, 2012, 26(3): 403 - 411.
- Shi Lina, Chen Zhiping, Zhang Xuwen, et al. Numerical simulation and optimization of internal flow field in the high pressure coal conveying pump based on the dynamic mesh[J]. Journal of Chemical Engineering of Chinese Universities, 2012, 26(3): 403 - 411. (in Chinese)

(责任编辑 盛杰)