

文章编号: 1005—0329(2008)06—0039—04

# 利用流场仿真技术计算水压外啮合齿轮泵内 液压径向力

王 强,姜继海,袁俊超

(哈尔滨工业大学,黑龙江哈尔滨 150001)

**摘 要:** 利用 AD NA 软件对水压外啮合齿轮泵内部流场进行了仿真,据此分析了齿轮泵内液压径向力的变化范围,这一方法与常用理论计算相比更接近于实际,为平衡外啮合齿轮泵内径向力提供了理论参考。

**关键词:** 水液压;流场仿真;液压径向力;齿轮泵

**中图分类号:** TH173      **文献标识码:** A

## Calculation of Hydraulic Radial Force inside Water Hydraulic External Gear Pump Using Fluid Simulation Technology

WANG Qiang, JIANG Ji-hai, YUAN Jun-chao

(Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

**Abstract:** The flow field inside the water hydraulic external gear pump was simulated via the software of AD NA, based on which the variational range of the hydraulic radial force inside the gear pump was analyzed. This method, which will offer theoretical reference to balancing the hydraulic radial force inside external gear pump, was closer to fact compared to the theoretical calculation in common use.

**Key words:** water hydraulic; flow field simulation; hydraulic radial force; gear pump

### 1 前言

水液压技术目前已成为当今世界液压技术领域的前沿研究课题之一,但是可提供作为产品的水压外啮合齿轮泵还不多见,实际上其市场前景却十分广阔<sup>[1,2]</sup>。在齿轮泵中,轴承负载的问题一直受到普遍关注,其解决方法之一就是减少轴承上的径向力,因为径向力大了,除了降低轴承寿命外,还会使齿轮轴的变形加大,易出现齿顶刮壳现象,因此,如能准确地计算出齿轮泵中的液压径向力的大小和方向,对平衡齿轮泵中径向力将会大有好处。本文利用当今流行的流场有限元技术,对水压外啮合齿轮泵内流场进行了仿真计算,并据此求解出了液压径向力的大小和方向,与过去常用理论方法相比,此法更加精确。

### 2 常用理论计算液压径向力

在外啮合齿轮泵中,齿轮同低压腔相接触的区域(其夹角为  $\alpha_1$ )受压力  $p_d$  作用,同高压腔相接触的区域(其夹角为  $\alpha_2$ )受压力  $p_g$  作用,高低压腔之间的过渡区段(其夹角为  $\alpha$ )所受的压力是变化的(由  $p_d$  上升到  $p_g$ ),其压力分布如图 1 所示<sup>[3]</sup>。

在工作过程中,由于啮合点是变化的,所以夹角  $\alpha$ 、 $\alpha_1$  和  $\alpha_2$  随之而变,因此齿轮圆周所受的总压力也是变化的,计算起来十分繁琐。为计算简便,近似假定<sup>[3]</sup>:

- (1)所有液压力都作用在齿顶圆上;
- (2)中心线  $O_1O_2$  与进油口边缘之夹角为  $\alpha_1$ , 即  $\alpha_1 = \text{常数}$ ;
- (3)从中心线  $O_1O_2$  起,由低压侧顺着齿轮旋

收稿日期: 2007—11—16

基金项目: 浙江大学流体传动及控制重点实验室开放基金项目(GZKF-2006004)

转方向至排油口边缘之间的夹角为  $\theta_2$ , 即  $\theta_2 = \text{常数}$ ;

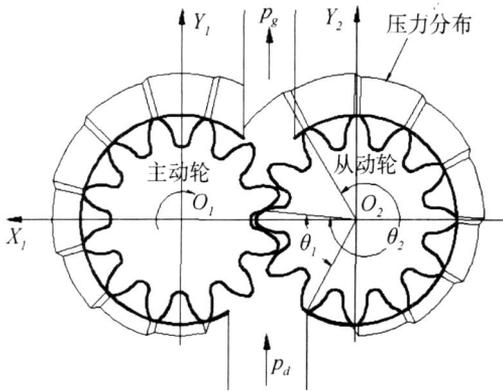


图 1 齿轮圆周压力分布

(4)从排油口边缘起,顺着齿轮旋转方向至节点之间的夹角为  $\theta_2$ , 即  $\theta_2 = \text{常数}$ ;

(5)齿轮轴不因受径向力作用而变形,其径向间隙沿圆周是均匀的;

(6)在  $\theta_1$  到  $\theta_2$  之间,压力从  $p_d$  按线性规律变化到  $p_g$ ;

(7)在计算主动齿轮的径向力时,按直角坐标系  $X_1O_1Y_1$  进行计算,在计算从动齿轮的径向力时,按直角坐标系  $X_2O_2Y_2$  进行计算。

因此齿轮圆周的的压力分布图可变化成图 2 所示的形式。将齿轮圆周的的压力分布曲线展开,如图 3 所示<sup>[3]</sup>。

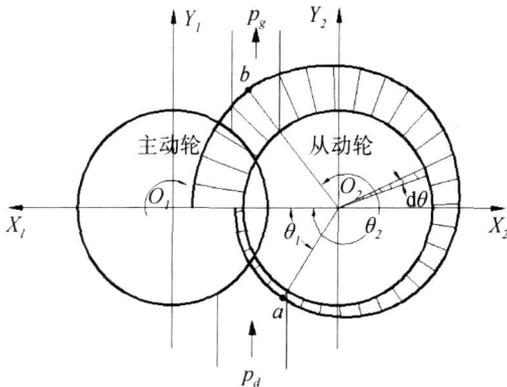


图 2 齿轮圆周压力的近似分布曲线

首先计算液压力在从动齿轮上产生的径向力。在图 2 的齿顶圆上取一夹角为  $d$ 、宽为  $B$  的微小面积  $dA = BR_e d$ , 作用在  $dA$  上的液压力  $dF_p = p dA = p BR_e d$ ,  $dF_p$  在  $X, Y$  轴上的分力为:

$$dF_{px} = p BR_e \cos d \quad (1)$$

$$dF_{py} = p BR_e \sin d \quad (2)$$

当  $\theta_1 = \theta_2$  时,  $p = p_d = \text{常数}$ , 将此关联式代

入式 (1)、(2), 然后积分, 即得在  $X_2, Y_2$  轴上的分力:

$$\begin{cases} F_{px} = p_d BR_e \int_{\theta_1}^{\theta_2} \cos d = p_d BR_e \sin \theta_2 \\ F_{py} = p_d BR_e \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin d = p_d BR_e (1 - \cos \theta_2) \end{cases} \quad (3)$$

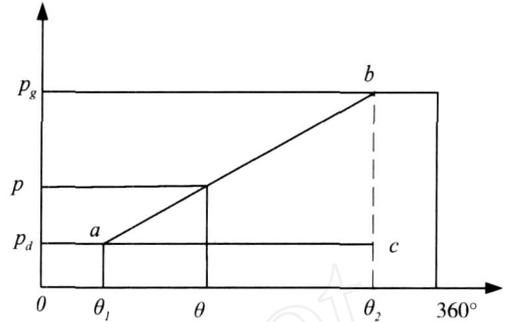


图 3 齿轮圆周压力分布曲线展开

当  $\theta_1 \neq \theta_2$  时, 根据相似三角形的关系 (见图 3), 得:

$$p = p_d + \frac{\theta - \theta_1}{\theta_2 - \theta_1} (p_g - p_d) \quad (4)$$

将式 (4) 代入式 (1)、(2), 然后积分, 得:

$$\begin{cases} F_{px} = BR_e \int_{\theta_1}^{\theta_2} [p_d (\sin \theta_2 - \sin \theta_1) + (p_g - p_d) \times (\sin \theta_2 + \frac{\cos \theta_2 - \cos \theta_1}{\theta_2 - \theta_1})] \\ F_{py} = BR_e \int_{\theta_1}^{\theta_2} [-p_d (\cos \theta_2 - \cos \theta_1) + (p_g - p_d) \times [-\cos \theta_2 + \frac{\sin \theta_2 - \sin \theta_1}{\theta_2 - \theta_1}]] \end{cases} \quad (5)$$

当  $\theta_2 = \theta_1$  时,  $p = p_g = \text{常数}$ , 将此关系式代入式 (1)、(2) 然后积分, 得:

$$\begin{cases} F'''_{px} = p_g BR_e \int_{\theta_1}^{\theta_2} \cos d = -p_g BR_e \sin \theta_2 \\ F'''_{py} = p_g BR_e \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin d = -p_g BR_e (1 - \cos \theta_2) \end{cases} \quad (6)$$

总压力在  $X_2, Y_2$  轴上的分力为:

$$\begin{aligned} F_{px} &= F_{px} + F_{px} + F'''_{px} \\ &= BR_e p \frac{\cos \theta_2 - \cos \theta_1}{\theta_2 - \theta_1} \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} F_{py} &= F_{py} + F_{py} + F'''_{py} \\ &= -BR_e p (1 - \frac{\sin \theta_2 - \sin \theta_1}{\theta_2 - \theta_1}) \end{aligned} \quad (8)$$

式中  $B$ ——齿宽, m

$R_e$ ——齿顶圆半径, m

$p$ ——高低压腔压差, Pa,  $p = p_g - p_d$

由液压力产生的径向力为:

$$F_p = (F_{px}^2 + F_{py}^2)^{1/2} \quad (9)$$

已知模型  $\alpha_1 = 62^\circ$ ,  $\alpha_2 = 308^\circ$ ;  $B = 0.025\text{m}$ ,  $R_e = 0.0295\text{m}$ ,  $p_g = 6.3 \times 10^6 \text{Pa}$ ,  $p_d = 0.1 \times 10^6 \text{Pa}$ , 代入式 (7)、(8), 得:

$$F_{px} = 156\text{N}$$

$$F_{py} = -6356\text{N}$$

并求得径向力方向角  $\alpha = 91.4^\circ$

### 3 通过流场仿真计算液压径向力

利用流场仿真软件 ADINA 对外啮合齿轮泵内流场进行了数值模拟, 得出齿轮泵内的流场压力云图。ADINA 是能够完成结构非线性和多场耦合分析的软件, 其在流固耦合分析领域功能尤其强大<sup>[4]</sup>。这里仿真模型边界条件为: 出口压力 6.3MPa, 进口为大气压, 齿轮转速为 1450r/min。据流场数值计算可知流场内压力分布不是静态的, 而是动态变化的, 即任意一对齿间的流场随着齿轮的运动其压力都是波动的<sup>[5]</sup>。

为说明这一问题, 在齿轮泵壁面上取一节点并作出其压力-时间变化曲线, 时间范围为 0.01~0.025s, 如图 4 所示。

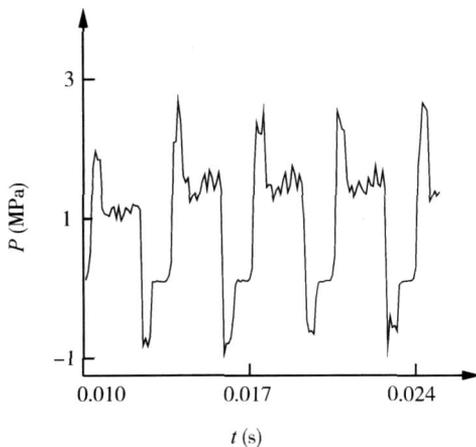
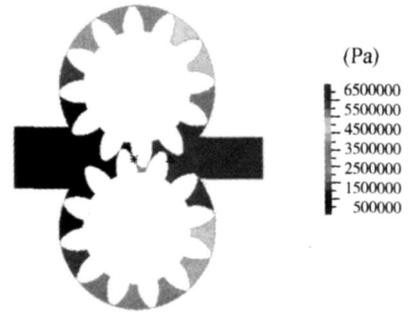


图 4 壁面上—节点压力—时间曲线

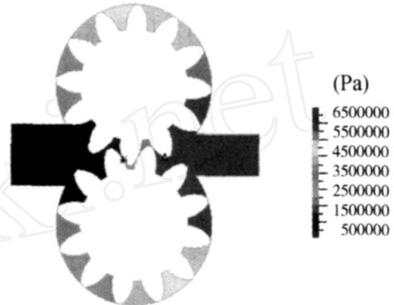
由图 4 可知, 该节点压力变化近似呈周期性, 通过计算, 得知该周期约等于相邻两齿相继扫过壁面同一点的时间差最小值, 即为齿轮旋转一周所用时间的 1/12。已知齿轮齿数 12, 即该点压力变化周期约等于 0.0034s。

根据分析, 可以分别取压力值最低时刻 0.0159s 和压力最高时刻 0.0176s, 并得出其过渡

区压力分布云图和分布曲线, 如图 5、6 所示。

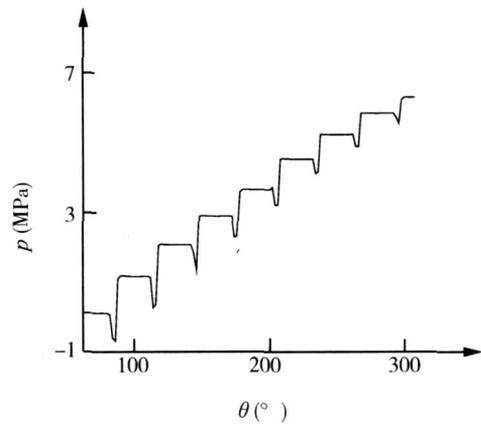


(a) 0.0159s 时刻

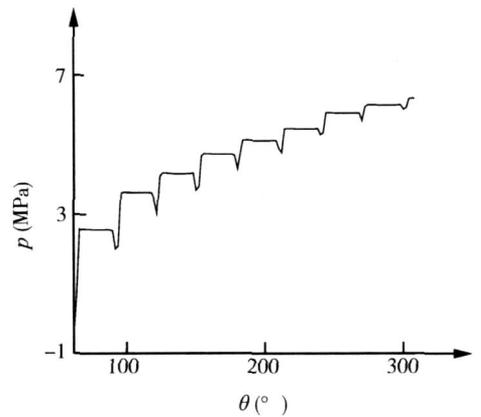


(b) 0.0176s 时刻

图 5 流场压力分布云图



(a) 0.0159s 时刻



(b) 0.0176s 时刻

图 6 过渡区流场压力分布曲线

由图 6 可知:

(1)在过渡区,即  $62^\circ \sim 308^\circ$  时,齿轮圆周压力呈阶梯形跳跃变化,且每相邻两齿之间的流场压力基本相同;

(2)径向间隙的跨度较小,且其流场压力均小于两齿之间的流场压力;

(3)压力从高压腔沿径向间隙开始下降很慢,而在靠近低压腔的 1~2 个齿上压力下降急剧,这说明主要由靠近低压腔的最后 1~2 个齿起密封压降作用。

由于流场压力随时间连续变化,因此,如果能分别求出压力最小时刻和压力最高时刻的径向力大小和方向,便可以得出在齿轮泵运转过程中液压径向力的变化范围。故分别求出 0.0159s 时刻和 0.0176s 时刻各区域的压力平均值,包括两齿之间的流场和径向间隙的流场。表 1 所示为过渡区分段求得的流场压力平均值。

表 1 0.0159s 和 0.0176s 时刻过渡区平均压力

0.0159s 时刻		0.0176s 时刻	
过渡区角度	平均压力	过渡区角度	平均压力
$62^\circ \sim 308^\circ$	(MPa)	$62^\circ \sim 308^\circ$	(MPa)
$62^\circ \sim 82^\circ$	0.106	$62^\circ \sim 66^\circ$	0.51
$82^\circ \sim 88^\circ$	-0.659	$66^\circ \sim 90^\circ$	2.56
$88^\circ \sim 112^\circ$	1.17	$90^\circ \sim 96^\circ$	2.05
$112^\circ \sim 118^\circ$	0.312	$96^\circ \sim 120^\circ$	3.62
$118^\circ \sim 142^\circ$	2.09	$120^\circ \sim 126^\circ$	3.21
$142^\circ \sim 148^\circ$	1.60	$126^\circ \sim 150^\circ$	4.17
$148^\circ \sim 172^\circ$	2.90	$150^\circ \sim 156^\circ$	3.74
$172^\circ \sim 178^\circ$	2.32	$156^\circ \sim 180^\circ$	4.72
$178^\circ \sim 202^\circ$	3.66	$180^\circ \sim 186^\circ$	4.53
$202^\circ \sim 208^\circ$	3.22	$186^\circ \sim 210^\circ$	5.12
$208^\circ \sim 232^\circ$	4.54	$210^\circ \sim 216^\circ$	4.83
$232^\circ \sim 238^\circ$	4.14	$216^\circ \sim 240^\circ$	5.46
$238^\circ \sim 262^\circ$	5.23	$240^\circ \sim 246^\circ$	5.31
$262^\circ \sim 268^\circ$	4.89	$246^\circ \sim 270^\circ$	5.91
$268^\circ \sim 292^\circ$	5.85	$270^\circ \sim 276^\circ$	5.89
$292^\circ \sim 298^\circ$	5.64	$276^\circ \sim 300^\circ$	6.14
$298^\circ \sim 308^\circ$	6.30	$300^\circ \sim 306^\circ$	6.04

已知在时刻 0.0159s,当  $0^\circ \sim 62^\circ$  流场压力大小为 0.1MPa;当  $308^\circ \sim 360^\circ$  流场压力大小为 6.3MPa。在时刻 0.0176s,当  $0^\circ \sim 62^\circ$  流场压力大小为 0.1MPa;当  $306^\circ \sim 360^\circ$  流场压力大小为 6.3MPa。由表 1 中数据,分别代入式 (1)、(2),并进行分段积分求和,得出:

在 0.0159s 时:

$$F_{px} = -95\text{N}, F_{py} = -6695\text{N}, F_p = 6696\text{N}$$

$$\text{径向力方向角} = 89.2^\circ$$

在 0.0176s 时:

$$F_{px} = -2090\text{N}, F_{py} = -5080\text{N}, F_p = 5493\text{N}$$

$$\text{径向力方向角} = 67.6^\circ$$

由分析可知,在齿轮旋转过程中,液压径向力最大值为 6696N,最小值为 5493N,径向力方向角变化范围为  $67.6^\circ \sim 89.2^\circ$ ;但考虑到计算过程中的近似,可对上述范围适当放宽,即液压径向力大小变化范围为 5200N~7000N,其方向角变化范围为  $60^\circ \sim 95^\circ$ 。

验证:求得时刻为 0.05s 时的液压径向力

$$F_{px} = -517\text{N}, F_{py} = -6588\text{N}$$

径向力:

$$F_p = -6608\text{N}$$

$$\text{径向力方向角} = 85.5^\circ$$

可见在其范围内,上述结论正确。

#### 4 结语

通过流场仿真计算得出的齿轮泵内液压径向力,其大小和方向在齿轮泵工作过程中是不断呈周期性变化的,与常用理论计算相比,流场计算结果更能反映真实情况,对平衡齿轮泵内液压径向力提供了参考,该计算方法具有一定的理论价值。

#### 参考文献

- [1] 王小红. 现代液压传动技术发展的新方向—纯水液压传动[J]. 机床与液压, 2006, (8): 226-231.
- [2] 俞云飞. 液压泵的发展展望[J]. 液压气动与密封, 2002, (2): 2-6.
- [3] 何存兴. 液压元件[M]. 北京:机械工业出版社, 1978.
- [4] 刘彤, 刘国宁, 等. 非线性有限元软件 ADINA 最新进展[J]. 软件世界, 2001, (12): 70-74.
- [5] Paolo Casoli, Andrea Vacca, Gian Luigi Berta. Potentials of A Numerical Tool for the Simulation of Flow in External Gear Machines[A]. The Tenth Scandinavian International Conference on Fluid Power[C]. SICFP '07, Tampere, Finland, 2007. 21 - 23.

作者简介:王强(1977-),男,博士研究生,主要从事水压传动技术的研究,通讯地址:150001 黑龙江哈尔滨市哈尔滨工业大学 420 信箱。