

文章编号: 1005—8893 (2005) 04—0023—04

新型高粘度齿轮泵及其参数优化

祝海林^{1,2}, 裴峻峰¹

(1. 江苏工业学院 机械工程系, 江苏 常州 213016; 2. 江苏省油气井口装备工程技术研究中心, 江苏 常州 213016)

摘要: 齿轮泵是输送高粘度液体的理想泵种之一, 为了克服现有齿轮泵存在的径向力问题、提高其服役寿命, 提出了兼具内外啮合齿轮泵优点的径向力平衡式齿轮泵的新设想, 建立了新型齿轮泵优化设计的数学模型, 并对泵的参数进行了优化分析, 可为我国石化工业高粘度齿轮泵的创新研究提供参考。

关键词: 齿轮泵; 高粘度; 优化设计; MATLAB

中图分类号: TH 325; TH 112; TH 132

文献标识码: A

在石油、化工、筑养路等行业中, 原料、半成品及成品大多为高粘度稠液, 随着我国合成橡胶、合成塑料、合成纤维、涂料、油漆、日用化工等工业的发展, 高粘度液体的输送工艺操作日益增多。为了完成此类液体的输送、增压、混合任务, 通常采用各种型式的泵来实现。由于原液的粘度高、流动阻力大, 工作于高转速下的离心泵难以吸入粘稠液体。而齿轮泵具有结构简单、造价低、输出流量均匀、对液体中的污物不敏感、在高粘度下的抽吸性能好等优点^[1~4], 所以成为输送高粘度液体的理想泵种之一, 高粘度齿轮泵传输介质的粘度甚至高达 20 万 cp。

综观目前国内外高粘度齿轮泵产品, 其型式不外乎外啮合和内啮合两种, 都属于两齿轮式结构。齿轮泵工作过程中, 出口端压力作用在齿顶面上, 将两个齿轮向进液口方向推动, 此径向力引起齿轮轴的变形而产生扫膛现象, 增加了运动副的摩擦磨损及作用在轴承上的载荷, 而且随着输出压力的升级, 径向不平衡力将更大。径向力问题一直是制约现有齿轮泵性能和服役寿命的主要因素^[1]。尽管人们采取了缩小排油腔、扩大吸油腔、在泵的端盖或轴承座圈上开设平衡槽、限制齿宽及齿顶圆直径等措施^[2], 但都未能从根本上解决问题。迄今为止, 齿轮泵的使用寿命离设计要求还相差甚远。

石化等行业的技术进步, 要求高粘度齿轮泵向大排量、低流量脉动、高压化方向发展, 这不仅是生产系统的需要, 也是高粘度齿轮泵与其他齿轮泵竞争的关键。但由于齿轮泵本身结构的限制, 欲进一步提高工作压力、减少流量脉动、增加排量已经十分困难。为此, 本文针对现有齿轮泵存在的不足, 将传统齿轮泵与行星机构合理嫁接, 提出了径向力平衡式齿轮泵的新设想, 建立了新型齿轮泵优化设计的数学模型, 并对其参数进行了优化分析。

1 新型齿轮泵的组成原理

在传统的内、外啮合齿轮泵的基础上, 结合轮系传动原理, 可以构思出新型齿轮泵。它由泵体、太阳轮、行星轮 (2~6 个)、内齿轮、密封块、保温夹套、配流装置、安全阀等部分组成。其工作原理与两齿轮式齿轮泵相同, 也是通过齿轮旋转时工作容积的周期性变化来吸、排液体的。泵的壳体或前后端盖上开设的多个进、出液口, 相对于太阳轮、行星轮及内齿轮呈对称布置, 数个行星轮均布在太阳轮与内齿轮之间共同分担载荷, 可使各啮合点处的径向力、行星轮公转时的离心力、液压力得以平衡, 使作用在泵轴及轴承上的负荷大大减小, 齿轮传动的平稳性及齿轮泵的使用寿命明显优于现有的高粘度齿轮泵。

收稿日期: 2005—06—29

作者简介: 祝海林 (1963—), 男, 浙江绍兴人, 博士, 教授, 主要从事流体机械、可靠性设计的教学和研究。

当太阳轮逆时针转动时,行星轮与内齿轮都作顺时针转动。太阳轮与行星轮构成 n 个外啮合齿轮泵 (n 为行星轮的个数),内齿轮与行星轮则构成 n 个内啮合齿轮泵,因而泵的排量是传统二齿轮式外啮合齿轮泵的排量的 $2n$ 倍,从而可以达到大量输送高粘度液体的目的^[5]。多路排量合流输出,可以使流量的波动降得更小,这对于有稳压要求的树脂生产线等行业非常有利,因为流量波动的减小,能够降低挤出物的厚度误差,不仅提高了制品的质量,而且可以节约大量的原材料。

新型高粘度齿轮泵的主要特点是:①内部主要零件的受力是平衡的,因而泵的寿命及可靠性大大提高;②泵的输出排量及流量大,流量脉动小。从而使新产品具有较高的附加值与竞争优势,为解决传统的两齿轮式齿轮泵存在的不足提供了新的途径,可以替代现有齿轮泵、螺杆泵等,在石化、轻工、食品等行业高粘度液体输送领域的开发与应用前景看好。

2 新型齿轮泵优化设计的数学模型

2.1 目标函数

按常规方法设计齿轮泵,首先要进行配齿计算,究竟应该采用哪种配齿方案?目前尚无统一的评价标准。通常的做法是按“行星齿轮机构体积最小”作为设计准则,而且也只局限于对标准齿轮、高度变位齿轮这两种简单情形进行优化^[6~8],对于广泛应用于行星机构的变位方式下的优化设计,未见报道。

由新型齿轮泵的结构可知,整台泵的体积可以用全部齿轮(太阳轮、行星轮及内齿轮)的体积之和来衡量,而齿轮的体积通常按节圆直径所包围的圆柱体来计算,即:

$$\text{太阳轮 } Z_1 \text{ 的体积: } V_{z1} = \pi \left(\frac{mZ_1 \cos \alpha}{\cos \alpha_{12}} \right)^2 \frac{B}{4}$$

$$\text{行星轮 } Z_2 \text{ 的体积: } V_{z2} = \pi \left(\frac{mZ_2 \cos \alpha}{\cos \alpha_{12}} \right)^2 \frac{B}{4}$$

$$\text{内齿轮 } Z_3 \text{ 的体积: } V_{z3} = \pi \left(\frac{mZ_3 \cos \alpha}{\cos \alpha_{23}} \right)^2 \frac{B}{4}$$

式中: B 为齿轮的齿宽, m 为齿轮模数, Z_1 、 Z_2 、 Z_3 分别为太阳轮、行星轮及内齿轮的齿数, α 是分度圆标准压力角, α_{12} 为外啮合副 Z_1 与 Z_2 的啮合角, α_{23} 为内啮合副 Z_2 与 Z_3 的啮合角。

齿轮泵的功用是输送液体,输出流量。为了追

求高的性价比,单位排量下泵的体积最小,才是衡量各类泵性能的依据。鉴于此,本文确定新型齿轮泵优化设计的目标函数为:

$$F(X) = \frac{V_{z1} + V_{z2} + V_{z3}}{q} =$$

$$\frac{\cos^2 \alpha}{16knZ_1} \left[\frac{Z_1^2 + nZ_2^2}{\cos^2 \alpha_{12}} + \frac{Z_3^2}{\cos^2 \alpha_{23}} \right]$$

式中 q 为新型齿轮泵的理论排量, $q = 4kn\pi Bm^2 Z_1$, $k = 1.06 \sim 1.115$ 为排量补偿系数^[1,2]。

设计变量 $X = [x_1, x_2, x_3, \alpha_{12}, \alpha_{23}]^T = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5]^T$, 考虑到常数不影响 $F(X)$ 最小化时的最优解,所以目标函数可写成:

$$F(X) = \frac{1}{nZ_1} \left[\frac{Z_1^2 + nZ_2^2}{\cos^2 x_4} + \frac{Z_3^2}{\cos^2 x_5} \right] \quad (1)$$

其中 x_1 、 x_2 及 x_3 分别为 Z_1 、 Z_2 及 Z_3 的变位系数。

2.2 约束条件^[9,10]

2.2.1 同轴条件

角度变位齿轮传动的同轴条件是:

$$(Z_1 + Z_2) \cos x_5 - (Z_3 - Z_2) \cos x_4 = 0 \quad (2)$$

标准齿轮或高度变位齿轮传动的同轴条件:

$$Z_1 + 2Z_2 - Z_3 = 0, \text{ 可看作是 (2) 式的特例。}$$

2.2.2 装配条件

$$\frac{Z_1 + Z_3}{n} = \text{整数} \quad (3)$$

2.2.3 无侧隙啮合条件

对于变位传动的齿轮副,要保证它们实现无侧隙啮合,必须满足:

外啮合副:

$$x_1 + x_2 - \frac{(Z_1 + Z_2)(\text{inv} x_4 - \text{inv} \alpha)}{2 \tan \alpha} = 0 \quad (4)$$

内啮合副:

$$x_3 - x_2 - \frac{(Z_3 - Z_2)(\text{inv} x_5 - \text{inv} \alpha)}{2 \tan \alpha} = 0 \quad (5)$$

从齿轮泵的困油现象考虑,如果无齿侧间隙,则会形成两个互不相通的困油容积,产生的困油危害比有侧隙时要大。在实际设计齿轮泵时,大都留有一定的齿侧间隙(一般取为齿轮模数的 $(0.01 \sim 0.08)$ 倍^[1,2])。为了计算简便,在设计变位齿轮及计算齿轮的公称尺寸时,可以先不考虑齿侧间隙(即按无侧隙条件来设计),而通过给定齿轮公法线长度 L 的偏差来保证齿侧间隙(可按 JB179-60 侧隙规范选取 L 的极限偏差和公差)^[1,2]。

2.2.4 邻接条件

对于角度变位齿轮传动,邻接条件可表达为:

$$(Z_1+Z_2)\left(1-\sin\left(\frac{\pi}{n}\right)\right)\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_4}-Z_1-2(1-x_1)<0 \tag{6}$$

当 $n=2\sim 4$ 时, 邻接条件一般是满足的^[9]。

2.2.5 最小变位系数限制条件

$$1-\frac{Z_1}{17}-x_1<0 \tag{7}$$

$$1-\frac{Z_2}{17}-x_2<0 \tag{8}$$

$$1+\Delta y-\frac{Z_3(1-\cos\alpha)}{2}-x_3<0 \tag{9}$$

其中 $\Delta y=x_1+x_2+\frac{1}{2}(Z_1+Z_2)\left(1-\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_4}\right)$ 。

2.2.6 齿顶不变尖约束

齿轮泵各齿轮的齿顶厚度应大于 $(0.2\sim 0.4)m$ (m 为齿轮模数)^[1,2], 今取 $0.25m$, 得:

$$0.25m-\left[\frac{\pi\pm 4x_i\tan\alpha}{2Z_i}\mp(\text{inv}\alpha_{ai}\mp\text{inv}\alpha)\right]d_{ai}<0 \tag{10}$$

式中: α_{ai} 为 Z_i 的齿顶压力角; d_{ai} 为 Z_i 的齿顶圆直径, $i=1\sim 3$ 。内啮合时取下边的符号。

2.2.7 重合度约束

齿轮泵的重合度一般大于 $(1.05\sim 1.15)$ 即可^[1,2], 今按 $\epsilon>1.05$ 来设计, 即:

$$1.05-\epsilon_1<0 \tag{11}$$

$$1.05-\epsilon_2<0 \tag{12}$$

式中: ϵ_1 为外啮合副的重合度, ϵ_2 为内啮合副的重合度。

2.2.8 齿面接触疲劳强度^[10]

为保证轮齿的接触疲劳强度, 只要小齿轮的齿面接触应力满足:

$$\sigma_H-[\sigma_H]<0 \tag{13}$$

$$\sigma_H=\frac{Z_H Z_E Z_\epsilon \cos\alpha_4}{m Z_1 \cos\alpha}\left[\frac{2TK_p K(Z_1+Z_2)}{nBZ_2}\right]^{1/2} \text{ (MPa)}$$

式中, σ_H 为齿面接触应力, $[\sigma_H]$ 为 σ_H 的许用值。

节点区域系数 $Z_H=\frac{2}{[\sin(2\alpha_4)]^{1/2}}$, Z_E 为材料弹性系数, 重合度系数 $Z_\epsilon=\left[\frac{4-\epsilon_1}{3}\right]^{1/2}$, K_p 为行星

轮载荷分配不均匀系数, 载荷系数 $K=K_A K_{HV} K_{HA} K_{HB}$ (其中 K_A 为工况系数, K_{HV} 为动载系数, K_{HA} 为多齿对啮合时齿间载荷分配不均匀系数, K_{HB} 为齿宽方向载荷分布不均匀系数)。中心轮 Z_1 的输入转矩 $T=\frac{49.0196pq}{\pi\eta_m}$ (N·mm), 其中 p 为齿轮泵的出口压力 (kg/cm²), q 是泵的排量

(mL/r), η_m 为齿轮泵的机械效率。

2.2.9 齿根弯曲疲劳强度^[9,10]

为保证轮齿的弯曲疲劳强度, 只要小齿轮的齿根弯曲应力满足:

$$\sigma_F-[\sigma]_F<0 \tag{14}$$

$$\sigma_F=\frac{2TK_F KY_F Y_\epsilon \cos\alpha_4}{nBm^2 Z_1 \cos\alpha} \text{ (MPa)}$$

式中, σ_F 为齿根弯曲应力, $[\sigma]_F$ 为 σ_F 的许用值, Y_F 为齿形系数。行星轮间载荷分配不均匀系数 $K_F=1+1.5(K_p-1)$, 重合度系数 $Y_\epsilon=0.25\left(1+\frac{3}{\epsilon_1}\right)$ 。内啮合副的承载能力通常高于外啮合副的承载能力, 故一般可不考虑内啮合副的接触强度与弯曲强度^[6]。

2.2.10 排量误差

计算排量 q 与公称排量 q_0 之间的误差应小于 5%, 即

$$\left|\frac{q-q_0}{q_0}\right|-0.05<0 \tag{15}$$

3 基于 MATLAB 新型齿轮泵参数优化

3.1 优化方法与思路

由上可知, 新型齿轮泵目标函数的最小化, 涉及 5 个连续变量 (变位系数 x_1 、 x_2 及 x_3 、啮合角 α_{12} 及 α_{23})、1 个离散变量 (模数 m)、4 个整数变量 (齿数 Z_1 、 Z_2 、 Z_3 、行星轮个数 n), 受到 4 个等式约束、12 个不等式约束, 是一个多维混合优化问题。

调用 MATLAB 最优化工具箱中的 fmincon () 函数, 可解决同时存在等式约束及不等式约束时的最优化问题^[12], 即使实际优化问题无可行解, 也会给出一个对约束的破坏影响最小的解。

3.2 参数优化实例

今要设计 1 台高粘度齿轮泵, 要求的公称排量 $q_0=630$ mL/r, 额定压力 $p=10$ kg/cm², 泵转速为 200 r/min, 机械效率 $\eta_m=0.9$ 。太阳轮和行星轮选用 20CrMnTi, 渗碳淬火、齿面硬度 HRC 50~55; 内齿轮选用 40Cr 调质, HB 260~280。

在行星轮数目 $n=2\sim 8$, 齿轮模数 $m=4\sim 8$, 太阳轮齿数 $Z_1=8\sim 18$ 范围内, 迭代 159 步后得优化结果如下: $n=4$, $m=4$ mm, $Z_1=17$, $Z_2=13$, $Z_3=43$, 对应的变位系数分别为 0.381 7, 0.260

0, 0.260 0; $\alpha_{12} = 24.999\ 2^\circ$, $\alpha_{23} = 20^\circ$;
 $\epsilon_1 = 1.264\ 5$, $\epsilon_2 = 1.829\ 2$ 。

4 结束语

石化等工业是我国国民经济的主要支柱产业。高粘度齿轮泵大多是石化、化学油脂和制糖等行业中成套装置的心脏设备,其性能的好坏直接影响到整条生产线的安全运行。而我国现有高粘度齿轮泵产品技术含量不高,产品寿命及可靠性低,现场使用的高粘度齿轮泵多从国外进口,价格昂贵、解决备件困难。随着我国石化、机械、塑料、橡胶、食品、制药等行业,炼油厂、油毡厂、油脂厂、沥青厂、卸油厂、筑养路等单位对于高粘度泵需求的不断增加,开发具有高性能、高附加值的新型齿轮泵、最终实现高粘度齿轮泵产品的升级换代并替代进口,对于我国高粘度齿轮泵技术的理论发展和实际应用均具有重要的意义。

参考文献:

[1] 何存兴. 液压元件 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1982. 23

-93.

- [2] 朱锡成. 齿轮螺杆式液压泵及马达 [M]. 第一版. 北京: 机械工业出版社, 1988. 2-4, 80-97, 128-141.
- [3] Dan Smith, Dana Darley, Tony Stallings. Specifying a Total Gear Pump System [J]. *Plastics Engineering*, 1994, 50 (2), 19-23.
- [4] 祝海林, 邹旻. 液压泵选择的模糊决策方法 [J]. *江苏石油化工学院学报*, 1999, 11 (1), 8-11.
- [5] 祝海林, 邹旻. 提高高粘度齿轮泵性能和寿命的途径 [J]. *石油化工设备技术*, 1999, 20 (1), 43-45.
- [6] 刘惟信. 机械最优化设计 [M]. 第二版. 北京: 清华大学出版社, 1994. 287-303.
- [7] 李伟. 2K-H 型行星齿轮减速器优化设计及其 CAD 系统 [J]. *中国农业大学学报*, 2000, 15 (2), 92-95.
- [8] 张学义. 行星齿轮减速器优化设计 [J]. *机械*, 2000, 27 (增刊), 68-69.
- [9] 饶振纲. 行星传动机构设计 [M]. 第二版. 北京: 国防工业出版社, 1994.
- [10] 胡来瑭. 行星传动设计与计算 [M]. 北京: 煤炭工业出版社, 1997. 36-161.
- [11] 王知行. 机械原理 [M]. 第一版. 北京: 高等教育出版社, 2000. 175-192.
- [12] 薛定宇. 科学运算语言 MATLAB5.3 程序设计与应用 [M]. 第一版. 北京: 清华大学出版社, 2000. 193-200.

New Type of Gear Pump for High—Viscosities and its Optimized Parameters

ZHU Hai—lin^{1,2}, PEI Jun—feng¹

(1. Department of Mechanical Engineering, Jiangsu Polytechnic University, Changzhou 213016; 2. Jiangsu Research Center of Engineering Technology on Equipment for Wellhead, Changzhou 213016, China)

Abstract: Gear pump is one of ideal pumps to transport high—viscosities. In order to solve problems of unbalanced radial force that existed in traditional gear pumps and to prolong the pump's service life, new types of gear pump having the merits of external or internal ones are proposed in this paper, a mathematics model on optimization design for the new pumps is built, and the parameters are optimized, which provides reference for research on gear pumps suitable for high—viscosities in our petrochemical industry.

Key words: gear pump; high—viscosity; optimization design; MATLAB