

机械工业出版社高水平著作出版基金资助项目

FUHE

复合齿轮泵

FU HE CHI LUN BENG

CHILUNBENG

许贤良 赵连春 王传礼 ○ 著



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

1325
1

机械工业出版社高水平著作出版基金资助项目

复合齿轮泵

许贤良 赵连春 王传礼 著



机械工业出版社

复合齿轮泵是将内外齿轮泵和轮系传动原理融为一体的新型液压动力元件。本书介绍了齿轮泵基本理论,对复合齿轮泵的结构原理、瞬态流量均匀性与齿数组合特性的关系、齿轮上的径向液压力平衡、太阳轮和内齿轮上的啮合力平衡等作了严谨和深入研究。另外,进行实体建模,为进一步深入研究和工程应用奠定了基础,形成了有自身特点的理论体系,并且通过样机试验,证明了理论研究结果的正确性。

本书可供高等院校师生(主要是研究生和高年级学生)、工程技术人员研究、设计之参考。

图书在版编目(CIP)数据

复合齿轮泵/许贤良,赵连春,王传礼著. —北京:机械工业出版社, 2006.12

ISBN 978-7-111-20555-5

I. 复... II. ①许... ②赵... ③王... III. 齿轮泵—基本知识
IV. TH325

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2006)第 154116 号

机械工业出版社(北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)

策划编辑:邓海平 蔡开颖 责任编辑:蔡开颖 邓海平

版式设计:冉晓华 责任校对:张晓蓉

封面设计:王伟光 责任印制:李妍

保定市中国画美凯印刷有限公司印刷

2007 年 2 月第 1 版第 1 次印刷

169mm×239mm·4.125 印张·132 千字

标准书号:ISBN 978-7-111-20555-5

定价:16.00 元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

销售服务热线电话:(010)68326294

购书热线电话:(010)88379639 88379641 88379643

编辑热线电话:(010)88379711

封面无防伪标均为盗版

前 言

复合齿轮泵是基于内外啮合齿轮泵理论和行星轮系理论,并将三者融为一体的新型液压动力元件(国家专利,专利号:ZL96—2—40873.5)。复合齿轮泵的骨架结构形式是在一个外齿轮(太阳轮)和一个大的内齿轮之间均布嵌装多个外齿轮(惰轮或行星轮),并在它们之间装配相应扇形密封块,再加以辅助零件,构成复合齿轮泵。从理论上讲,只要惰轮或行星轮相对尺寸较小,其数量不受限制;但从工程实用角度看,惰轮或行星轮个数以2或3为宜。从理论分析的角度看,如果采用差动行星轮系结构,可实现变量,但将导致配流副结构复杂,目前尚看不出工程应用价值。因而拙著中的复合齿轮泵为三惰轮式复合齿轮泵。

在三惰轮复合齿轮泵中,太阳轮—密封块—惰轮构成3个外啮合齿轮泵,惰轮—密封块—内齿轮构成了3个内啮合齿轮泵,总计有6个齿轮泵。其中,扇形密封块既是外啮合齿轮泵的壳体,同时又是内啮合齿轮泵的隔离密封块;惰轮既是外齿轮泵的被动啮合齿轮,同时又是内齿轮泵的主动啮合齿轮,这也是称为复合齿轮泵的由来。故该泵结构紧凑,体积小,重量轻,排量大,是该泵的显著优点之一。

在三惰轮复合齿轮泵中,计有6个高压出油口和6个低压吸油口,并且这些油口相对于太阳轮、惰轮和内齿轮呈对称分布或三角星形分布,这就消除了普通齿轮泵的不平衡径向液压力;或者说该泵的太阳轮、惰轮和内齿轮上的径向液压力在宏观上是平衡的,因此也称之为平衡式复合齿轮泵。尽管由于轮齿进入或脱离啮合引起瞬态径向液压力有所不平衡,但不影响宏观评价。

平衡式复合齿轮泵有3个内啮合点(内齿轮泵啮合点)和3个外啮合点(外齿轮泵啮合点)。如果使这6个啮合点叠加在同一条啮合线上时呈均匀分布状态,则相当于6个齿轮泵瞬态流量在一个周期内6次等错位叠加,则将显著提高流量的均匀性。这一显著优点是普通齿轮泵所不具有的。由齿轮啮合理论知,啮合点在啮合线上是动态变化的,因而如何寻找6个啮合点的瞬态位置并使它们叠加到同啮合线上时呈均布状态,为本著作的主要内容之一。

三惰轮复合齿轮泵具有重量轻、体积小、流量均匀性好、径向液压力平

衡等优点,应当有其光明前景。该泵的缺点是密封块的封油区间角较小,高低压腔数量较多,致使泄漏加大,应从设计、工艺和材料等方面寻找提高容积效率的途径。相信这是可以实现的。若该泵的容积效率达到普通齿轮泵的水平,可望在工程机械,尤其对重量要求苛刻的航空航天领域有着重要应用价值。

三惰轮复合齿轮泵在大排量时,其外形尺寸或体积不到同排量的多作用内曲线径向柱塞液压马达的30%,可以预见,它作为大转矩液压马达必将有着光明前景。

复合齿轮泵从原理性论文问世以来,已有10多年了。10多年来,一直冠以“平衡式复合齿轮泵”的名称。考虑到复合齿轮泵以2或3个惰轮(或行星轮)为宜,并考虑避免与其他形式的复合齿轮泵(如双或多外齿轮泵、串联式齿轮泵等)混淆,在论文中常常称之为三惰轮复合齿轮泵。本书简称为复合齿轮泵。

10年来,本研究课题先后得到国家自然科学基金(项目号:59575010)、教育部全国国家重点实验室访问学者专项基金(教育部科教司[2000]123号文)和安徽省教育厅自然科学基金(重点,项目编号:2003kj026zd)资助,在此表示真挚的谢意。在研究过程中,得到浙江大学流体传动与控制国家重点实验室诸位学者和安徽理工大学科研开发处和学位办的大力支持,在此一并致谢。

本书初稿蒙浙江大学丁凡等教授提出诸多宝贵意见,在此表示感谢。尤其感谢机械工业信息研究院基金委员会的资助和支持。

10年来,本课题组诸同事和研究生范明豪(浙江大学博士)、余宏(上海交通大学博士)、孙长敬(中国科学技术大学博士)和杨球来(安徽理工大学硕士)穷思苦虑,执着研究,研究生朱兵、邓海顺、宋艳亮为本书付出了辛勤劳动,终使拙著可以付梓。

在本书将付印时,写了如上的话,作为本书前言。

作 者

于淮南,舜耕山下

目 录

前 言

第一章 齿轮泵概要	1
第一节 液压泵概念及分类	1
第二节 外啮合齿轮泵	2
第三节 齿轮泵设计概要	15
第四节 内啮合齿轮泵	18
第二章 结构原理与流量特性	24
第一节 三惰轮定轴轮系复合齿轮泵结构原理	24
第二节 复合齿轮泵排量 and 流量	26
第三节 差动和行星轮系复合齿轮泵	26
第四节 复合齿轮泵的流量特性	29
第五节 复合齿轮泵啮合点位移	34
第六节 理论流量特性分析	50
第三章 修正齿形下的流量特性	61
第一节 概述	61
第二节 修正齿轮的几何尺寸	61
第三节 复合齿轮泵在修正齿形时啮合点位移	65
第四节 修正齿形下的流量特性分析	75
第四章 静力学特性和容积效率	83
第一节 齿轮上的静压液压力	83
第二节 齿轮上的啮合力	88
第三节 密封块上液压力分析	92
第四节 泄漏流量	96
第五章 复合齿轮泵齿轮齿廓的计算机实现	101
第一节 复合齿轮泵啮合仿真的意义	101
第二节 复合齿轮泵齿形数学模型及算法	102
第三节 根切点坐标的计算方法	106

第四节 仿真软件的开发	108
第六章 样机设计及试验	113
第一节 样机设计	113
第二节 试验及分析	120
参考文献	125

第一章 齿轮泵概要

第一节 液压泵概念及分类

液压泵 (Hydraulic Pump) 是依靠密封工作空间的容积的变化实现吸排油, 从而将输入机械能转变为输出液压能的装置 (元件), 是液压系统的动力源, 简称泵 (Pump)。根据液压泵的结构特点, 通常可分为柱塞泵 (Piston Pump)、叶片泵 (Vane Pump) 和齿轮泵 (Gear Pump) 三大类, 每一类型的液压泵又有多种结构形式, 如图 1-1 所示。

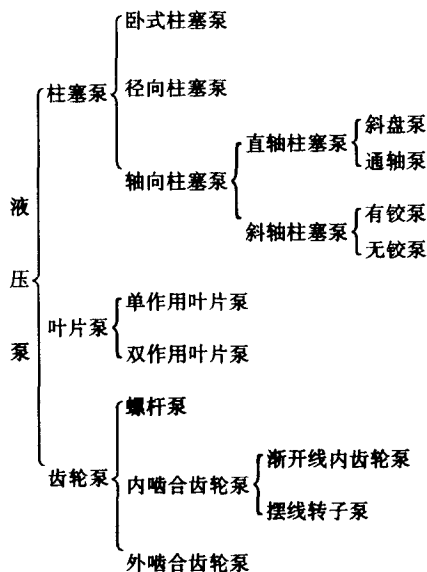


图 1-1 液压泵类型

液压泵转一转时密封空间容积的变化量称几何排量 (Displacement)。根据几何排量是否可调节, 液压泵可分为变量泵和定量泵两大类。双作用叶片泵、齿轮泵和卧式柱塞泵为定量泵; 单作用叶片泵、径向柱塞泵为变

量泵；轴向柱塞泵多为变量泵，也可为定量泵。

根据额定工作压力的高低可分为低压泵、中低压泵、中高压泵、高压泵和超高压泵。一般认为 $p_H \leq 6\text{MPa}$ 为低压泵， $p_H = 6 \sim 14\text{MPa}$ 为中低压泵， $p_H = 14 \sim 20\text{MPa}$ 为中高压泵， $p_H = 20 \sim 30\text{MPa}$ 为高压泵， $p_H > 32\text{MPa}$ 为超高压泵。

根据油液流入和流出液压泵的方式不同，可分为配流阀式、配流盘式和配流轴式液压泵。卧式柱塞泵为阀式配流，叶片泵和轴向柱塞泵为配流盘式配流，径向柱塞泵为配流轴式配流。齿轮泵无明显配流方式。

液压泵尽管结构形式不同，但基本工作原理（Work Principle）是相同的，以下用卧式柱塞泵工作原理来说明。

如图 1-2 所示，曲柄连杆机构带动柱塞在缸体内作往复运动，柱塞和缸体构成密封空间。假定开始时柱塞在缸体底部，当曲柄顺时针转动时，在上半周，柱塞 2 向右运动，密封空间容积变大，形成局部真空，油液在大气压力作用下，自单向阀 3 吸入，当 $\varphi = 180^\circ$ 时，吸液空间容积达到最大值；当 A 点进入下半周时，柱塞 2 向左运动，密封空间容积变小，油液压力升高，吸液单向阀 3 被封死，油液经单向阀 4 被挤压到液压系统。如此循环不止，油液不断经单向阀 3 吸入和经单向阀 4 排出。

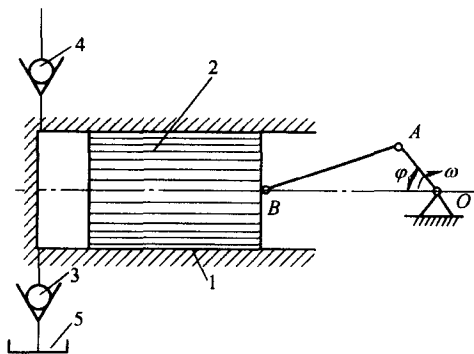


图 1-2 液压泵工作原理图

1—缸体 2—柱塞 3、4—单向阀 5—油箱

在研究其他液压泵工作原理时，分析密封空间容积的构成和变化规律及相应的配流方式（油液进入和排出的途径）是最基础的方法。

第二节 外啮合齿轮泵

齿轮泵（Gear Pump）是利用密封在壳体内的一对以上的相互啮合的齿轮而工作的液压泵。啮合齿轮为外齿轮时称外啮合齿轮泵（External Gear Pump），啮合齿轮为内齿轮和外齿轮时称为内啮合齿轮泵（Internal Gear Pump）。无特别说明，齿轮泵为外啮合齿轮泵。如果啮合齿轮为两个

以上时，则称为复合齿轮泵（Compound Gear Pump）。利用轮系原理将内外齿轮泵组合为一体的液压泵称为轮系齿轮泵，这是一种新型复合式齿轮泵。

外啮合齿轮泵结构简单紧凑、体积小、重量轻、自吸性好、对污染不敏感、工作可靠、成本低、应用广泛，使用的台件数约占液压泵总数的70%。缺点是流量均匀性差、噪声大，不符合现代设计理念。在对流量均匀性要求较高场合的应用受到限制。因而，以增加轮齿齿数来提高流量均匀性和减少噪声污染，以减小体积、提高压力为优化设计目标是齿轮泵的发展趋势。

目前齿轮泵的体积流量范围为 $q_v = 2.5 \sim 750 \text{ L/min}$ ，最高压力 $p_H = 31.5 \text{ MPa}$ ，国内生产的齿轮泵工作压力可达 31.5 MPa 。在工程机械上，齿轮泵常用的工作压力为 $p = 12 \sim 20 \text{ MPa}$ 。由于技术的进步，齿轮泵的容积效率和机械效率都有较大提高。目前，国内生产的齿轮泵的容积效率 $\eta_v = 0.80 \sim 0.95$ ，总效率 $\eta = 0.75 \sim 0.92$ ，常用转速范围为 $n = 1000 \sim 3000 \text{ r/min}$ ，最高转速可达 8000 r/min 。一般来说，在低压、轻载和小功率条件下，允许转速较低，容积效率也较低。

一、外啮合齿轮泵的工作原理

外啮合齿轮泵的工作原理如图 1-3 所示。一般情况下，外啮合齿轮泵的两个齿轮具有相同的参数。两齿轮齿廓与泵体和前后盖板形成若干密封空间，密封线（啮合线）把吸油腔和排油腔隔开。当齿轮按图 1-3 所示方向旋转时，啮合点下侧的轮齿逐渐退出啮合，吸油腔体积增大，形成局部真空，液体在大气压力的作用下进入吸油腔，形成吸油。啮合点上侧的轮齿逐渐进入啮合，排油腔的体积减小，液体经排油口被挤压出去，形成排油。这就是齿轮泵的吸、排油工作过程。齿轮不停地旋转，齿轮泵就可连续不断地吸油和排油。

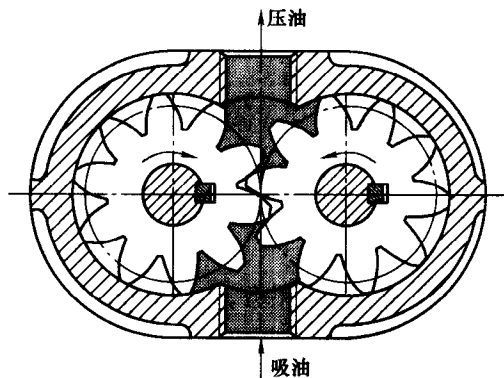


图 1-3 外啮合齿轮泵的工作原理

二、几何排量

对于由一对齿数相等的齿轮组成的外啮合齿轮泵，其主轴旋转一周所排出的液体体积等于两齿轮轮齿体积之和。对于标准齿轮而言，轮齿体积与齿槽容积是相同的。这样，齿轮泵的几何排量（Displacement）等于一个齿轮的轮齿体积和齿槽容积之和。考虑到齿顶间隙的液体从排液腔仍被带回到吸液腔，不参与排液，则齿轮泵的几何排量 V_B (mL/r) 等于以齿顶圆直径为外径、 $(z-2)m$ 为内径、齿轮宽度 b 为高的圆筒体积，即

$$V_B = \frac{\pi}{4} \{ [(z+2)m]^2 - [(z-2)m]^2 \} b = 2\pi m^2 z b \quad (1-1)$$

式中 m ——齿轮模数 (Modulus), (cm);

z ——齿轮齿数 (Tooth Number);

b ——齿轮齿宽 (Width of Gear), (cm)。

则齿轮泵的平均理论流量 (Average Theoretical Flow Rate) q_{vt} 和输出流量 q_{vB} 为

$$q_{vt} = n V_B = 2\pi z m^2 b n \times 10^{-3} \quad (1-2)$$

$$q_{vB} = q_{vt} \eta_{vB} = 2\pi z m^2 b n \eta_{vB} \times 10^{-3} \quad (1-3)$$

式中 q_{vt} ——理论流量 (Theoretical Flow Rate), (L/min);

n ——液压泵转速 (Roter Speed of Pump), (r/min);

q_{vB} ——输出流量 (Outlet Flow Rate), (L/min);

η_{vB} ——容积效率 (Volumetric Efficient)。

由式 (1-1) 可知，在几何排量一定条件下，减小齿数 z 和增大模数 m 是减小几何尺寸 (体积) 的有效方法。因而，目前的齿轮泵的齿数通常取 $z = 8 \sim 14$ ，这要采用修正齿轮，并且只能采用正移距修正方式。这样按式 (1-1) 计算的几何排量误差较大，可修正为

$$V = 2\pi k z m^2 b \quad (1-4)$$

式中 k ——修正系数， $k = 1.06 \sim 1.15$ ， z 小时取大值， z 大时取小值。

三、瞬态流量

液压泵的平均流量定义为单位时间内的排液体积，即 $q_v = V/t$ 。瞬态流量 (Transient Flow Rate) 即某一瞬时的排液体积或当 $t \rightarrow 0$ 时的排液体积，即 $q_v = dV/dt$ 。由于液压泵是液压系统的动力源，液压泵的瞬态流量特性对液压系统的工作质量有着决定性影响。液压泵的瞬态流量为常

量 ($q_V = dV/dt = \text{const}$) 是最理想的。实际上, 液压泵的流量在理论上都是不均匀的。如果泵的瞬态流量脉动大, 不仅会使液压缸运动的平稳性、液压马达回转的均匀性变差, 而且会引起压力脉动, 进而使管道、阀门乃至整个系统振动。特别是在共振时, 发出很强的噪声, 这对轴和轴承, 对管接头和密封都有破坏性影响。为此, 必须对泵的瞬态流量进行分析, 找出影响流量脉动 (Flow Pulsation) 的因素, 作为设计时选取有关参数的依据。液压泵的瞬态流量特性的评价指标是流量脉动系数 δ_q (Pulsation Coefficient of Flow Rate) 和流量脉动频率 f_q (Pulsation Frequency)。 δ_q 较小而 f_q 较高是理想的。

1. 瞬态流量

现讨论外齿轮泵的瞬态流量特性。参看图 1-4 所示的外齿轮泵, 当主动轮 1 在 dt 时间内转过角 $d\varphi_1$ 时, 从动轮 2 转过角 $d\varphi_2$, 它们之间的关系可根据齿轮啮合基本定律, 即节圆上速度相等的条件来决定, 即

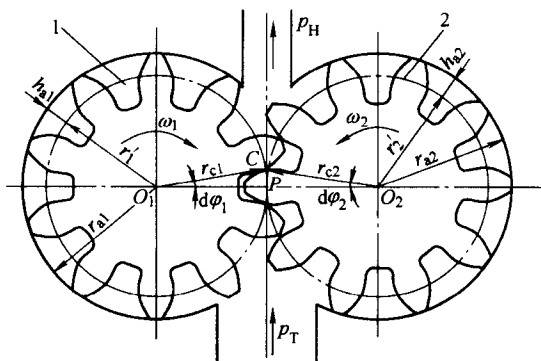


图 1-4 齿轮泵工作示意图

1—主动轮 2—从动轮

$$\omega_1 r'_1 = \omega_2 r'_2 \Rightarrow r'_2 \omega_2 dt = r'_1 \omega_1 dt \Rightarrow d\varphi_2 = \frac{r'_1 d\varphi_1}{r'_2} \quad (1-5)$$

式中 ω_1 ——主动轮 1 的角速度;

ω_2 ——从动轮 2 的角速度;

r'_1 ——主动轮 1 的节圆半径;

r'_2 ——从动轮 2 的节圆半径。

此时, 主动轮 1 位于压油腔的齿面所扫过的体积 dV_1 等于其曲线所扫过的面积 (这个面积就等于 r_{a1} 和 r_{c1} 转过 $d\varphi_1$ 角扫过的扇形面积之差) 与齿宽 b 的积, 即

$$dV_1 = b \left(\frac{r_{a1}^2 d\varphi_1}{2} - \frac{r_{c1}^2 d\varphi_1}{2} \right) = \frac{b}{2} (r_{a1}^2 - r_{c1}^2) d\varphi_1 \quad (1-6)$$

同理, 从动轮 2 位于压油腔的齿面所扫过的体积为

$$dV_2 = b \left(\frac{r_{a2}^2 d\varphi_2}{2} - \frac{r_{c2}^2 d\varphi_2}{2} \right) = \frac{b}{2} (r_{a2}^2 - r_{c2}^2) d\varphi_2 = \frac{b}{2} (r_{a2}^2 - r_{c2}^2) \frac{r_1'}{r_2'} d\varphi_1 \quad (1-7)$$

式中 r_{a1} ——主动轮 1 的齿顶圆半径；
 r_{a2} ——从动轮 2 的齿顶圆半径；
 r_{c1} ——主动轮 1 的瞬态啮合半径；
 r_{c2} ——从动轮 2 的瞬态啮合半径。

所以，从压油腔排出的体积为

$$dV = dV_1 + dV_2 = \frac{b}{2} \left[(r_{a1}^2 - r_{c1}^2) + \frac{r_1'}{r_2'} (r_{a2}^2 - r_{c2}^2) \right] d\varphi_1 \quad (1-8)$$

将式 (1-8) 两边各除以相应的时间，便可求得从压油腔压出液体的瞬态流量为

$$q_v(t) = \frac{dV}{dt} = \frac{b\omega_1}{2} \left[(r_{a1}^2 - r_{c1}^2) + \frac{r_1'}{r_2'} (r_{a2}^2 - r_{c2}^2) \right] \quad (1-9)$$

式 (1-9) 中含有 r_{c1} 和 r_{c2} 两个自变量，可利用三角函数关系加以简化。

图 1-5 中， f 为啮合点 C 至节点 P 的瞬态位移 ($f = CP$)， e 为啮合点 C 到连轴线 O_1O_2 之距离 ($e = CM$)， k 为啮合点 C 在连轴线 O_1O_2 上投影点 M 到节点 P 之距离 ($k = MP$)， θ 为啮合角 ($\theta = \angle O_1PC$)。

由几何关系可知

$$\begin{cases} r_{c1}^2 = e^2 + (r_1' - k)^2 \\ r_{c2}^2 = e^2 + (r_2' + k)^2 \end{cases} \quad (1-10)$$

并且有

$$\begin{cases} e = f \sin \theta \Rightarrow e^2 = f^2 \sin^2 \theta \\ k = f \cos \theta \Rightarrow k^2 = f^2 \cos^2 \theta \end{cases} \quad (1-11)$$

将式 (1-11) 代入式 (1-10)，则有

$$\begin{cases} r_{c1}^2 = r_1'^2 - 2kr_1' + f^2 \\ r_{c2}^2 = r_2'^2 + 2kr_2' + f^2 \end{cases} \quad (1-12)$$

另外，齿顶圆半径 r_{a1} 和 r_{a2} 与 r_1' 、 r_2' 、 h_{a1} 、 h_{a2} 有如下关系，即

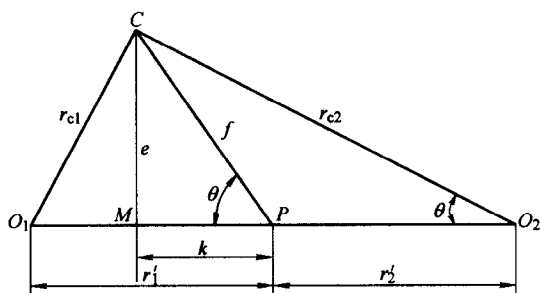


图 1-5 啮合点与齿轮中心的几何关系

$$\begin{cases} r_{a1}^2 = (r'_1 + h_{a1})^2 = r_1'^2 + 2r'_1 h_{a1} + h_{a1}^2 \\ r_{a2}^2 = (r'_2 + h_{a2})^2 = r_2'^2 + 2r'_2 h_{a2} + h_{a2}^2 \end{cases} \quad (1-13)$$

将式 (1-12) 和式 (1-13) 代入式 (1-9), 整理得

$$q_V(t) = \frac{b\omega_1}{2} \left[2r'_1(h_{a1} + h_{a2}) + h_{a1}^2 + \frac{r'_1}{r'_2} h_{a2}^2 - \left(1 + \frac{r'_1}{r'_2} \right) f^2 \right] \quad (1-14)$$

式中 b ——齿轮宽度;

ω_1 ——主动轮 1 角速度;

r'_1 ——主动轮节圆半径;

h_{a1} ——主动轮齿顶高;

r'_2 ——从动轮 2 节圆半径;

h_{a2} ——从动轮 2 齿顶高;

f ——啮合点 C 到节点 P 之距离 (啮合点位移)。

对于渐开线齿轮, 主动轮 1 的基圆 (渐开线发生圆) 半径为 r_{b1} , 啮合点 C 运动到节点 P (沿啮合线) 时所需转角为 φ_1 , 由渐开线理论可知, f 、 r_{b1} 、 φ_1 有如下关系, 即

$$f = r_{b1} \varphi_1 = r_{b2} \varphi_2 \quad (1-15)$$

式中 f ——啮合点位移;

r_{b1} ——主动轮基圆半径;

r_{b2} ——从动轮基圆半径;

φ_1 ——啮合点运动到节点时主动轮的转角, $\varphi_1 = \omega_1 t$, ω_1 为主动轮 1 的角速度, $\omega_1 = \text{const}$;

φ_2 ——啮合点运动到节点时从动轮的转角, $\varphi_2 = \omega_2 t$, ω_2 为主动轮 2 的角速度, $\omega_2 = r'_1 \omega_1 / r'_2 = \text{const}$, $\varphi_2 = r'_1 \varphi_1 / r'_2$ 。

将式 (1-15) 代入式 (1-14), 则有

$$q_V(t) = \frac{b\omega_1}{2} \left[2r'_1(h_{a1} + h_{a2}) + h_{a1}^2 + \frac{r'_1}{r'_2} h_{a2}^2 - \left(1 + \frac{r'_1}{r'_2} \right)^2 r_{b1}^2 \varphi_1^2 \right] \quad (1-16)$$

当两齿轮几何尺寸相同 ($r'_1 = r'_2 = r'$, $h_{a1} = h_{a2} = h$, $r_{b1} = r_{b2} = r_b$, $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$) 时, 则式 (1-16) 可改写为

$$q_V(t) = b\omega(r_a^2 - r'^2 - r_b^2 \varphi^2) \quad (1-17)$$

式中 r_a ——齿顶圆半径 ($r_a = r_{a1} = r$);

r' ——节圆半径 ($r'_1 = r'_2 = r'$);

φ ——齿轮转角 ($\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$, $\omega_1 = \omega_2 = \omega$)。

由式 (1-17) 可知, 当 $t=0$, $\varphi=0$, $f=r_b\varphi=0$ 时, $q_v(t)$ 有最大值 $q_{v\max}$, 即

$$q_{v\max} = b\omega(r_a^2 - r^2) \quad (1-18)$$

当齿轮开双对称卸荷槽或啮合重叠 (追越) 系数 $\epsilon=1$ 时, 啮合线总长度 $L=p_b$, 即一对齿轮在 $f=r_b\varphi=\pm p_b/2$ 时进入或退出啮合, 此时 $q_v(t)$ 有最小值 $q_{v\min}$, 即

$$q_{v\min} = b\omega(r_a^2 - r'^2 - 0.25p_b^2) \quad (1-19)$$

式中 p_b ——基圆齿距, $p_b = \pi m \cos \alpha$, $\alpha = 20^\circ$

根据式 (1-17) ~ 式

(1-19) 可以作成图 1-6。

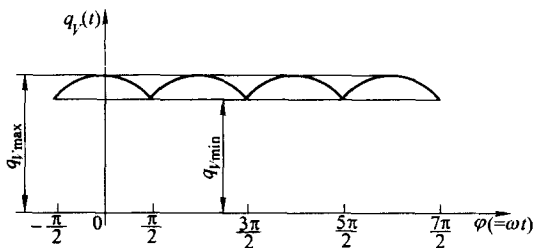


图 1-6 外齿轮泵瞬态流量示意图

2. 流量脉动系数和流量脉动频率

流量脉动系数 δ_q (Pulsation Coefficient of Flow Rate) 是描述流量品质的重要系数之一, 有三种定义, 即

$$\delta_q = \begin{cases} \frac{q_{v\max} - q_{v\min}}{q_{v_i}} = \frac{\Delta q_v}{q_{v_i}} \\ \frac{q_{v\max} - q_{v\min}}{q_{v\max}} = \frac{\Delta q_v}{q_{v\max}} \\ \frac{q_{v\max} - q_{v\min}}{\bar{q}_v} = \frac{\Delta q_v}{\bar{q}_v} \end{cases} \quad (1-20)$$

式中 $q_{v\max}$ ——瞬态流量最大值;

$q_{v\min}$ ——瞬态流量最小值;

q_{v_i} ——理论流量;

$\bar{q}_v$ ——流量均值, $\bar{q}_v = (q_{v\max} - q_{v\min})/2$ 。

为了方便起见, 取 $\delta_q = (q_{v\max} - q_{v\min})/q_{v_i}$ 。由式 (1-18) 和式 (1-19) 可求

$$q_{V\max} - q_{V\min} = \frac{b\omega p_b^2}{4} = \frac{b\omega m^2 \pi^2 \cos^2 20^\circ}{4} \quad (1-21)$$

取理论流量 $q_{Vt} = 2\pi m^2 z b n = b\omega m^2 z$ ，则有

$$\delta_q = \frac{q_{V\max} - q_{V\min}}{q_{Vt}} = \frac{\pi^2 \cos^2 20^\circ}{4z} \quad (1-22)$$

根据上式计算的外齿轮泵的流量脉动系数见表 1-1。

表 1-1 外齿轮泵的流量脉动系数

z	6	8	10	12	14	16	18	20
δ_q (%)	36.3	27.2	21.8	18.2	15.6	13.6	12.1	10.9

由式 (1-22) 计算的流量脉动系数 δ_q 有一定误差，原因在于理论流量 q_{Vt} 或几何排量 qV_B 的计算公式有一定的近似性。几何排量比较严格的公式如下：

由式 (1-17) 可求瞬态排量体积 dV 为

$$dV = q_V(t)dt = \frac{b}{r_b} (r_a^2 - r'^2 - f^2)df \quad (df = r_b \omega dt) \quad (1-23)$$

则一对轮齿从进入啮合点到退出啮合点的排液体积为

$$V = \frac{b}{r_b} \int_{-0.5p_b}^{0.5p_b} (r_a^2 - r'^2 - f^2)df \quad (1-24)$$

几何排量 qV_B 为

$$\begin{aligned} qV_B &= zV = \frac{bz}{r_b} \int_{-0.5p_b}^{0.5p_b} (r_a^2 - r'^2 - f^2)df \\ &= 2\pi B \left(r_a^2 - r'^2 - \frac{p_b^2}{12} \right) \end{aligned} \quad (1-25)$$

故理论流量 q_{Vt} 为

$$q_{Vt} = V_B n = b\omega \left(r_a^2 - r'^2 - \frac{p_b^2}{12} \right) \quad (1-26)$$

流量脉动系数 δ_q 为

$$\delta_q = \frac{p_b^2}{4 \left(r_a^2 - r'^2 - \frac{p_b^2}{12} \right)} = \frac{\pi^2 \cos^2 20^\circ}{12(z+1) - \pi^2 \cos^2 20^\circ} \quad (1-27)$$

其中， p_b 为基圆齿距， $p_b = \pi m \cos 20^\circ$ ， m 为模数， 20° 为刀具角。

由式 (1-27) 计算的外齿轮泵的流量脉动系数 δ_q 见表 1-2。

表 1-2 外齿轮泵的流量脉动系数

z	6	8	10	12	14	16	18	20
δ_q (%)	34.7	26.3	21.2	17.8	15.3	13.4	12.06	10.7

表 1-1 和表 1-2 有所差别, 并不显著。由上两表可知, 齿轮泵的流量脉动较大, 这也是齿轮泵的主要缺点之一。增大齿数, 减小重叠系数, 增大刀具压力角可以减小流量的不均匀性。

齿轮泵的流量脉动频率 (Frequency of Flow Pulsation) 是指齿轮泵在单位时间内的流量脉动次数。齿轮泵每转过一个齿时流量脉动一次, 则有

$$f_q = \frac{zn}{60} \quad (1-28)$$

式中 f_q ——齿轮泵的流量脉动频率 (Hz);

n ——齿轮泵转速 (r/min)。

四、外啮合齿轮泵的径向力

如图 1-7 所示, 进油口边界与两齿轮中心 $O_1 O_2$ 的张角为 φ_1 ; 高压出油口边界与 $O_1 O_2$ 的逆时针张角为 φ_2 , 则高压区区间角为 $\varphi_{1T} = 2\pi - \varphi_2$, $(\varphi_2 - \varphi_1)$ 为过渡区间角, 从 φ_1 到 $(\varphi_2 - \varphi_1)$ 区间上, 压力从低压腔压力 p_T 逐步升高到排液压力 p_H 。在齿顶圆 r_a 的 $(\varphi_2 - \varphi_1)$ 区间的圆周上, 起密封作用的线段为齿顶圆宽度, 两齿之间的压力呈阶梯式跳跃变化。为简化分析, 通常认为:

- 1) 液压力作用在齿顶圆 r_a 上。
 - 2) 不计齿轮轴等因外力而引起的几何变形 (刚性假定), 径向间隙均匀。
 - 3) 在过渡区间 $(\varphi_2 - \varphi_1)$ 上, 压力按线性变化规律从 p_T 升高到 p_H 。
- 根据如上假定, 齿轮圆周上的压力变化规律如图 1-7、图 1-8 所示。

当两齿轮参数相同时, 从动轮和主动轮的径向液压力是相同的, 对径向液压力分析和计算, 其液压力的大小与方向不随坐标系的选择而变化。为了方便起见, 取图 1-8 所示的坐标系。其压力 p 分布表达式为

$$p = \begin{cases} p_T & (0 \leq \varphi \leq \varphi_1) \\ k\varphi + b & (\varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_2) \\ p_H & (\varphi_2 \leq \varphi \leq 2\pi) \end{cases} \quad (1-29)$$