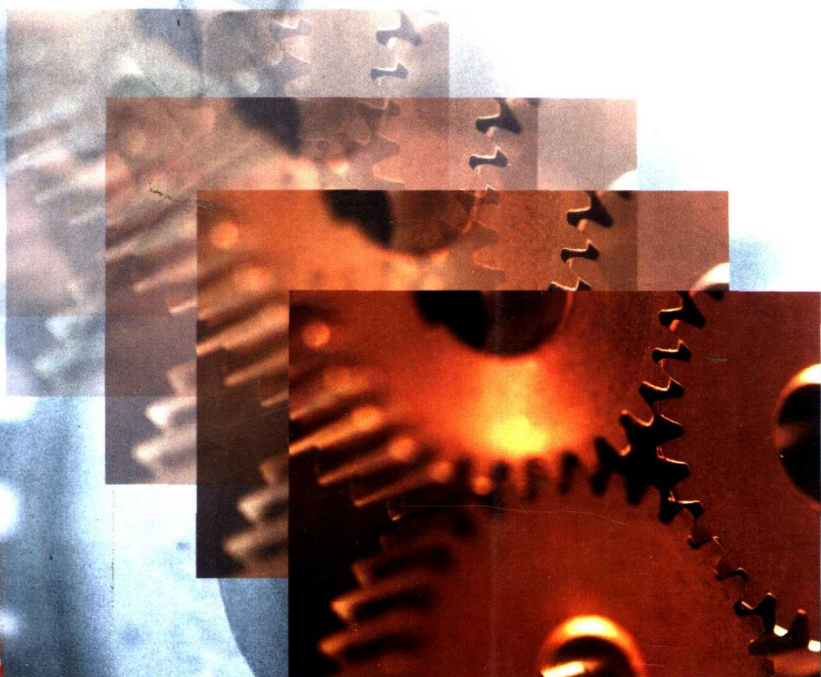


国家自然科学基金资助项目

复合齿轮泵基本理论

栾振辉 编著



中国矿业大学出版社

国家自然科学基金资助项目

复合齿轮泵基本理论

栾振辉 编著



中国矿业大学出版社

内 容 提 要

本书在分析齿轮泵的研究现状及实际使用状况的基础上,提出了一种新型齿轮泵结构原理——平衡式复合齿轮泵。书中全面阐述了平衡式复合齿轮泵的工作原理、性能特点,分析了各主要构件的径向液压力,研究了该泵的流量特性。理论与实践证明,该泵具有径向液压力平衡、流量大、流量均匀性好、可变量等一系列优点。

本书可供从事液压系统设计、液压元件研究和使用的工程技术人员参考,也可作为高等院校机械与液压专业高年级本科生和研究生的参考用书。

责任编辑:陈贵仁

图书在版编目(CIP)数据

复合齿轮泵基本理论/栾振辉编著. —徐州:中国矿业大学出版社,2001.12

ISBN 7-81070-415-X

I. 复... II. 栾... III. 齿轮泵—理论
IV. TH325

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2001)第 083889 号

中国矿业大学出版社出版发行

(江苏徐州 邮政编码 221008)

出版人 解京选

北京地质印刷厂印刷 新华书店经销

开本 850×1168 1/32 印张 3 字数 80 千字

2001 年 12 月第 1 版 2001 年 12 月第 1 次印刷

印数 1~1000 册 定价 10.00 元

(如有印装质量问题,本社负责调换)

前 言

随着国民经济的快速发展,液压传动的应用也越来越广泛,并且已成为衡量一个国家或部门工业化水平的重要标志。

齿轮泵因其结构简单、体积小、质量轻、使用维护方便,并且具有自吸能力强、对油液污染不敏感等特点而得到广泛应用。齿轮泵的主要缺点是径向液压力不平衡,流量脉动大,噪声高;另外,其排量不可调节,使用范围又受到一定的限制。

作者综合分析了齿轮泵的研究现状及实际使用状况,在行星传动理论与齿轮泵工作原理相结合的基础上,提出了平衡式复合齿轮泵(以下简称复合齿轮泵)的结构原理。理论分析与试验研究表明:该泵具有径向液压力平衡、流量大、流量均匀性好、可变量等一系列优点,可取代普通齿轮泵而广泛用于液压系统中。由于该泵各主要构件所受径向液压力平衡,各齿轮齿顶圆与泵体之间的间隙可控制得很小,这就为泵的高压化创造了条件。

本书是作者根据多年来的教学与科研实践编写的。其主要内容是作者在中国矿业大学(北京校区)攻读博士学位时,在博士生导师安里千教授和王正良教授指导下完成的,也有一部分是作者在各种学术刊物上发表过的论文。

本书内容的研究得到了国家自然科学基金的资助(编号:59575010)。在此表示感谢。

本书在编写过程中曾参阅了许多研究人员编写的各种资料、文

献和书籍。在复合齿轮泵模型制作与试验过程中,得到了合肥液压件厂、济宁液压件厂及淮南工业学院的大力支持;课题组成员许贤良教授、侯波、张安宁、张军副教授,以及贾北华和张立两位高工给予了很大的帮助;研究生余宏、阮学云协助做了部分工作;唐兵高级工程师、蒋伟副教授、刘志国博士、赵国普博士曾给予作者许多帮助。在此,一并表示衷心的感谢!

由于作者的水平有限,书中难免存在缺点和错误,欢迎读者批评指正。

作 者

2001年3月于八公山下

目 录

1 绪论	(1)
1.1 液压泵的普遍规律	(1)
1.2 齿轮泵的典型结构	(2)
1.3 齿轮泵的研究现状	(5)
2 复合齿轮泵的基本理论	(8)
2.1 工作原理	(8)
2.2 变量原理	(10)
2.3 配流原理	(14)
2.4 结构类型	(15)
3 复合齿轮泵的流量特性	(17)
3.1 概述	(17)
3.2 啮合点初始位移分析	(23)
3.3 瞬时流量分析	(26)
4 复合齿轮泵径向液压力分析	(33)
4.1 静态液压力分析	(33)
4.2 瞬时液压力分析	(38)
5 复合齿轮泵的优化设计	(42)
5.1 数学模型	(43)
5.2 优化方法	(53)

5.3 优化结果	(65)
6 模型制作及试验	(67)
6.1 模型制作	(67)
6.2 试验装置	(68)
6.3 试验结果	(69)
附录 复合齿轮泵优化设计源程序	(71)
参考文献	(88)

1 绪 论

1.1 液压泵的普遍规律

在液压系统中,将机械能转换成液体压力能的元件叫液压泵。它是液压传动系统的核心,作用是给液压系统提供足够的压力油。这样的液压泵有多种形式,如齿轮泵、叶片泵、柱塞泵等。液压泵虽然种类繁多,但它们都有一个共同的规律。下面以外啮合齿轮泵为例来阐明这个规律。

如图 1-1 所示,一对具有相同参数的齿轮 1 和 2 互相啮合,被包容在由泵体 3 和盖板(轴套或侧板)(图中未示)所组成的封闭空间内,两齿轮的齿顶与泵体内孔表面之间的间隙很小,齿轮端面与盖板(轴套或侧板)的间隙也很小,因而由齿轮啮合点沿齿宽方向的接触线形成了两个隔开的封闭油腔。当主动齿轮 1 按图示方向顺时针转动时,啮合点左侧的封闭容积变大,造成局部真空,油箱中的油液在大气压力作用下进入该空间,形成吸油腔 T;另一侧,封闭容积逐渐变小,将油液压出去,形成排油腔 P。这就是齿轮泵的吸油和压油过程。当齿轮泵连续转动,吸油腔和压油腔的空间容积连续不断地变化,齿轮泵就连续不断地吸油和压油。

显然,在齿轮泵的工作过程中,只要两齿轮的旋转方向不变,其吸、排油腔的位置也是确定不变的。这里啮合点处的齿面接触线一直起着分隔高、低压腔的作用。

实际液压系统中使用的液压泵当然要比这个例子复杂得多,但从这个例子可以归纳出液压泵的几个共同特点:

(1) 液压泵必须有一个可以变化的封闭的容腔。这是液压泵吸、

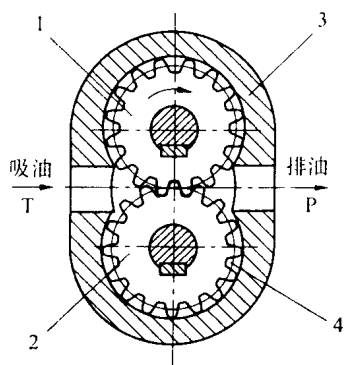


图 1-1 外啮合齿轮泵工作原理

1—主动齿轮;2—从动齿轮;3—泵体;4—啮合线

排液工作的根本原因。

(2) 液压泵的吸、排液腔必须隔开。这是液压泵能够正常工作的根本保证,如图 1-1 中的齿轮啮合线。而有些液压泵则必须设置配流装置,如配流阀、配流盘或配流轴等。

(3) 油箱中液体的绝对压力必须恒等于或大于大气压力。这是容积式液压泵能够吸入液体的外部条件。因此,油箱必须始终与大气相通,或者采用封闭的充压油箱。

1.2 齿轮泵的典型结构

齿轮泵有多种形式。本节简单地列举几种广泛使用的典型结构。

1.2.1 外啮合齿轮泵

图 1-2 所示为 CB-B 系列齿轮泵。主动齿轮 4 和从动齿轮 3 安装在泵壳中,并由四个滚针轴承 2 支撑。其泵壳由泵体 5、前盖 6 及后盖 1 三部分组成。在后盖上,对应于泵的吸液腔 T 和排液腔 P 的位置,开有吸液口和排液口。该泵在结构上有以下特点:

(1) 它的轴向间隙是由齿轮与泵体的厚度公差决定的,能稳定地

控制在 $0.025\text{ mm} \sim 0.04\text{ mm}$ (小流量泵) 和 $0.04\text{ mm} \sim 0.06\text{ mm}$ (大流量泵) 之间;

(2) 以缩小排液口尺寸的方法降低径向液压不平衡力;

(3) 困油卸荷槽为非对称式, 向吸液腔偏移了 0.6 个模数的距离。

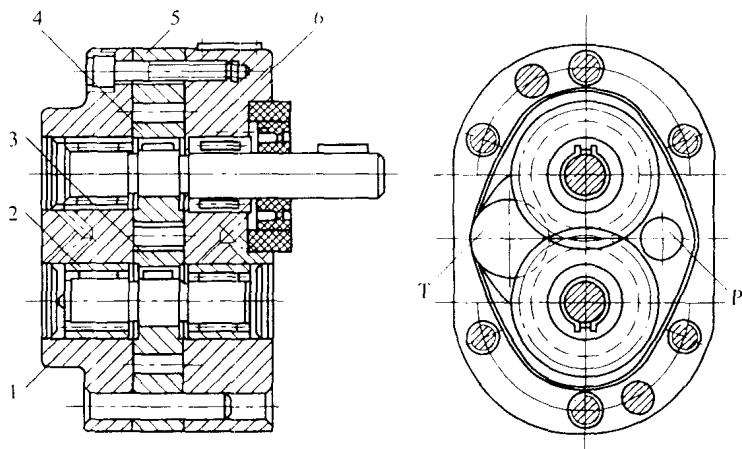


图 1-2 CB-B 型外啮合齿轮泵结构

1—后盖; 2—滚针轴承; 3—从动齿轮; 4—主动齿轮; 5—泵体; 6—前盖

图 1-3 所示为 CBN 型外啮合齿轮泵。由于采用了浮动轴套补偿端面间隙, 因此, 齿轮泵的额定工作压力可达 25 MPa , 最大工作压力可达 32 MPa 。

1.2.2 内啮合齿轮泵

1. 渐开线内啮合齿轮系

图 1-4 为一渐开线齿形内啮合齿轮泵。其主要由主动齿轮 2、内齿轮 3、泵体 5、轴承 4、半月牙形密封契块 7、前盖 1 及后盖 6 等组成。其轴向间隙和径向间隙均可自动补偿, 轴承采用螺旋吸油式低压润滑, 并设计成挠性支撑, 进而可适应高压轴变形以减少局部承载不匀。

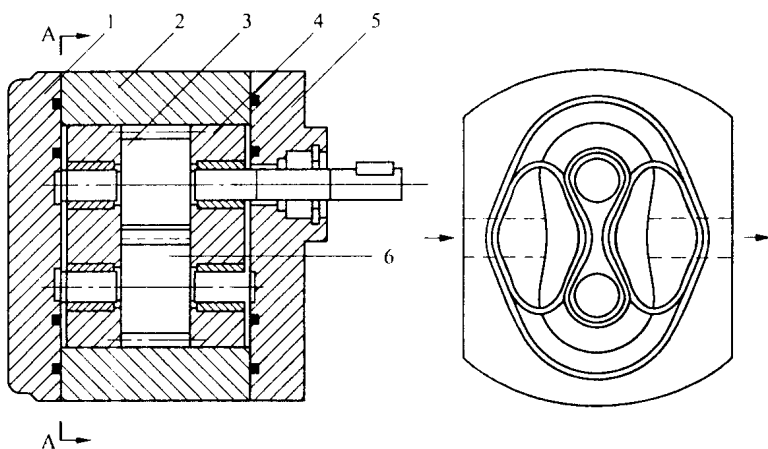


图 1-3 CBN 型外啮合齿轮泵结构

1—后盖；2—泵体；3—主动齿轮；4—浮动轴套；5—前盖；6—从动齿轮

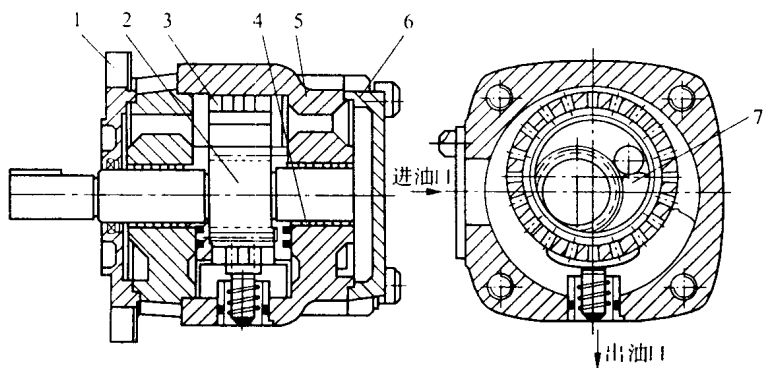


图 1-4 内啮合齿轮泵结构

1—前盖；2—主动齿轮；3—内齿轮；4—轴承；5—泵体；6—后盖；7—密封契块

2. 摆线转子泵

图 1-5 为一摆线转子泵。这是一种特殊齿形的内啮合齿轮泵。其主要由内转子 4、外转子 5、泵体 2、前盖 1 及后盖 3 等组成。由于它具有结构简单、尺寸紧凑、噪声小、运转平稳以及允许高转速等优点,目前已在矿山和工程机械中得到广泛应用。摆线转子泵除了有齿轮泵的一般缺点外,其内、外转子的加工精度要求较高,制造工艺复杂。不过,随着新工艺、新技术的不断发展,目前内、外转子已能用粉末冶金压制成形,大大简化了加工工艺,为大批生产提供了新的途径。

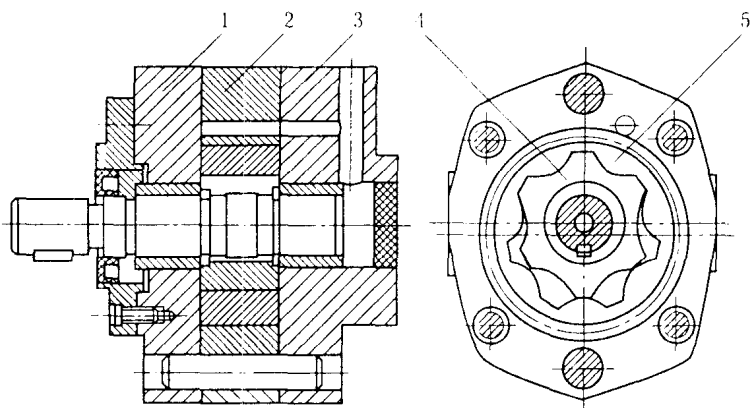


图 1-5 摆线转子泵结构

1—前盖;2—泵体;3—后盖;4—内转子;5—外转子

1.3 齿轮泵的研究现状

齿轮泵是液压系统中常用的液压元件,在结构上可分为外啮合和内啮合两大类。

外啮合齿轮泵的优点是结构简单、尺寸小、重量轻、制造维护方便、价格低廉、工作可靠、自吸能力强、对油液污染不敏感等。它的缺点是齿轮承受不平衡的径向液压力,轴承磨损严重,工作压力的提高

受到限制;流量脉动大,导致系统压力脉动大,噪声高。

内啮合齿轮泵优点是结构紧凑、尺寸小、重量轻;由于齿轮同向旋转,相对滑动速度小、磨损轻微、使用寿命长、流量脉动远比外啮合齿轮泵小,因而压力脉动和噪声都比较小;允许使用较高的转速,可获得较高的容积效率。内啮合齿轮泵的缺点同样是存在径向液压力不平衡的问题,限制了其工作压力的进一步提高;另外,齿轮泵的排量不可调节,在一定程度上限制了其使用的范围。

目前,国内外关于齿轮泵的研究主要集中在以下几个方面:

- (1) 齿轮参数及泵体结构的优化设计;
- (2) 径向间隙补偿及齿间油膜的计算机辅助分析;
- (3) 困油冲击及卸荷措施(包括困油冲击与齿轮啮合重叠系数的关系以及卸荷是否完全等);
- (4) 齿轮泵的噪声控制技术;
- (5) 降低齿轮泵流量脉动的方法(包括合理选择齿轮的参数以及采用剖分式齿轮等);
- (6) 轮齿表面涂覆技术及其特点;
- (7) 轮齿弯曲应力及接触疲劳强度计算;
- (8) 齿轮泵的变量方法研究;
- (9) 齿轮泵的寿命及其影响因素;
- (10) 齿轮泵液压力分析及其高压化的途径。

提高齿轮泵的工作压力是齿轮泵的一个发展方向。但提高工作压力会带来新的问题:①轴承寿命大大缩短;②泵泄漏加剧,容积效率下降。产生这两个问题的根本原因在于齿轮上不平衡的径向液压力,并且工作压力越高,径向液压力越大。

目前,国内外学者针对以上两个问题所进行的研究是:①对齿轮泵的径向间隙进行补偿;②减小齿轮泵的径向液压力,如优化齿轮参数、缩小排液口尺寸等;③提高轴承承载能力,如采用复合材料滑动轴承代替滚针轴承等。但这些措施都没有从根本上解决问题。

作者综合研究了以上情况,在行星齿轮传动理论与齿轮泵工作

原理相结合的基础上,经过多年潜心研究,提出了一种新型的齿轮泵结构原理——平衡式复合齿轮泵(简称复合齿轮泵)。

复合齿轮泵具有径向液压力平衡、排量大、流量均匀性好、可变量等一系列优点,可取代普通齿轮泵而广泛用于液压传动系统中。

2 复合齿轮泵的基本原理

2.1 工 作 原 理

2.1.1 结构原理

复合齿轮泵的结构原理如图 2-1 所示。其主要由中心轮 A、行星轮(惰轮)B(B₁、B₂、B₃)、内齿轮 C、密封块 D、前后泵盖及配流装置(图中未示)等组成。

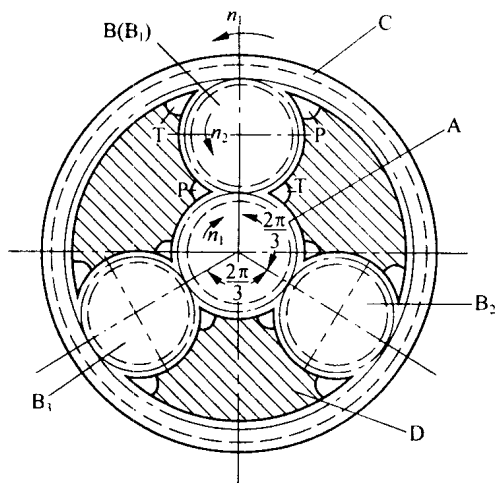


图 2-1 复合齿轮泵结构原理

假定齿轮 B 的中心固定,当中心轮 A 顺时针方向旋转时,则惰轮 B、内齿轮 C 逆时针方向旋转。齿轮 A 和 B₁ 相啮合的齿在右边逐渐退出啮合,形成吸油腔 T;左边逐渐进入啮合,形成压油腔 P;齿轮

B_1 和 C 相啮合的齿在左边逐渐退出啮合,形成吸油腔 T;右边逐渐进入啮合,形成压油腔 P。同理,在 B_2 、 B_3 和 A、C 相啮合处,也分别形成吸油腔和压油腔。当改变齿轮 A 的转向时,则吸、排液方向改变。此种情况称为定轴轮系复合齿轮泵。

假定内齿轮 C 固定,行星轮 B 回转,则构成行星轮系复合齿轮泵。

若内齿轮 C 不固定,行星轮 B 回转,则构成差动轮系复合齿轮泵。

密封块 D 主要起隔离吸、排液腔的作用。为防止高压腔、低压腔油液窜通,提高复合齿轮泵的容积效率,密封块 D 与各齿轮的密封长度应大于两个齿。

2.1.2 理论流量

1. 定轴轮系复合齿轮泵

定义复合齿轮泵的几何排量 q_B 为中心轮旋转一周时的几何容积变化量。对于标准齿轮, q_B 可近似为所有齿牙体积之和。不论惰轮的齿数 Z_2 是否等于中心轮齿数 Z_1 , 当中心轮转一周时,其惰轮必然转过 Z_1 个齿,内齿轮也必然转过 Z_1 个齿。故 q_B 可表示为

$$q_B = 2Nq'_B = 2N \times 2\pi m^2 b Z_1 = 4\pi N m^2 b Z_1 \quad (2-1)$$

式中 q'_B ——单一外齿轮泵几何排量, $q'_B = 2\pi m^2 b Z_1$;

N ——惰轮个数;

b ——齿轮宽度;

m ——模数;

Z_1 ——中心轮的齿数。

复合齿轮泵的理论流量为

$$Q_t = n_1 q_B = 4\pi N m^2 b Z_1 n_1 = 4\pi N m^2 b Z_2 n_2 = 4\pi N m^2 b Z_3 n_3 \quad (2-2)$$

式中 Z_2 ——惰轮的齿数;

Z_3 ——内齿轮的齿数;

n_1 ——中心轮的转速;

n_2 ——惰轮的转速;

n_3 ——内齿轮的转速。

可见,复合齿轮泵的理论流量可按中心轮的几何参数进行计算,也可按惰轮或内齿轮的几何参数进行计算。

2. 差动轮系复合齿轮系

为方便起见,设定中心轮的转速 n_1 为常数,且 $n_1 > 0$ (不失一般性,假设顺时针转动)。根据相对运动原理,系杆的转速为

$$n_H = (Z_1 n_1 + Z_3 n_3) / [2(Z_1 + Z_2)] \quad (2-3)$$

行星齿轮 B 相对于系杆的转速为

$$n_2^H = Z_1 Z_3 (n_3 - n_1) / [2Z_2 (Z_1 + Z_2)] \quad (2-4)$$

将式(2-2)中的 n_2 以 n_2^H 代替,即可得差动轮系复合齿轮泵的理论流量

$$Q'_t = 2\pi N m^2 b Z_1 Z_3 (n_3 - n_1) / (Z_1 + Z_3) \quad (2-5)$$

由式(2-5)可知,调节内齿轮的转速 n_3 ,即可改变复合齿轮泵的流量。当 $n_3 = n_1$ 时, $Q'_t = 0$; 当 $n_3 < n_1$ 时, $Q'_t < 0$,说明此时复合齿轮泵的吸排液口倒置。

在式(2-5)中,令 $n_3 = 1$,即得行星轮系复合齿轮泵的理论流量

$$Q''_t = -2\pi N m^2 b Z_1 Z_3 n_1 / (Z_1 + Z_2) \quad (2-6)$$

式中,“-”号表明复合齿轮泵的吸排液口倒置。

由式(2-3)知,当 $n_H = 0$ 时, $n_3 = -Z_1 n_1 / Z_3$,此时 $Q'_t = Q_t$,即定轴轮系复合齿轮泵是差动轮系复合齿轮泵在 $n_H = 0$ 时的特例。

2.2 变 量 原 理

复合齿轮泵的“变量”是指变流量,有别于传统意义上的“变量”。

复合齿轮泵的变量原理不同于普通液压泵的变量原理。由式(2-5)知,当中心轮转速 n_1 一定时,要改变复合齿轮泵的流量,只要