

## 摘要

齿轮泵是应用最广泛的容积式液体输送泵，具有尺寸小、重量轻、制造容易、工作可靠、价格低廉、对油液不敏感、自吸能力强、维护方便等优点。但它的输出脉动明显、困油严重、排量小，限制了其应用场合。为了扩大其应用范围，本文以齿轮啮合理论为基础提出了一种新型结构的齿轮泵。

新齿轮泵对普通齿轮泵的结构做了必要的改造，通过把两种不同模数的齿形组合在一起，将运动、动力传递功能与工作容积变化功能基本分离。分离后，排量增大为同等体积条件下普通直齿轮泵的 2 倍以上，而困油程度有明显减轻。

在新产品的设计过程中，详细研究了齿轮泵的流量特性。推导了计算瞬时流量、流量脉动的计算公式，深入研究了齿轮泵的困油现象，推导出了计算齿轮泵困油容积变化量的计算公式。并建立了齿轮泵的优化设计数学模型。应用 ANSYS 软件参数化建模的功能，对齿轮齿形进行精确绘制，建立了齿轮泵的参数化啮合仿真模型。此方法有利于齿轮设计的系列化和实现同类零件的标准化设计。采用有限元法对齿轮泵泵体的结构和受力进行分析，并利用 ANSYS 软件的优化设计功能，以单位体积排量最小为目标函数，实现了泵体结构的优化设计。使齿轮泵泵体的体积减小、结构更加合理有效，解决了传统设计中凭借经验的问题。对新型齿轮泵的间隙与泄漏作了详细研究，建立了径向间隙和轴向间隙二元流动泄漏模型，并推导了最优间隙的计算公式。

为了便于与现有齿轮泵进行性能比较，本文取连盛液压机械有限公司生产的 CBG3200 齿轮泵做了对比分析。优化设计后的结果表明，新型齿轮泵单位排量的体积，比原泵下降了 58%，困油容积变化量减少了约 29%。因此，该大排量齿轮泵具有良好的市场应用前景，论文对于同类结构件的强度计算和结构优化也有着重要的借鉴作用。

**关键词：**大排量齿轮泵；困油；参数化建模；有限元分析；优化设计

## ABSTRACT

The gear pump is a volume type liquid delivery pump to apply in the most widespread situation. It has many merits such as the size slightly, the weight light, the manufacture easy, the work reliable, the price inexpensive, to the fat liquor insensitive, self-absorption ability strong, maintenance convenience and so on .But its output pulsation is obvious, the trapping oil is serious, the displacement is small. which have limited its application situation. In order to expand its application scope, this thesis proposed one kind of new structure gear pump based on the gear meshing theory. The changed trapping oil is reduced obvious.

The structure of normal gear pump has changed in the new gear pump, by assembling two different module gear, so as to separate function of change of the working capacity from function of the movement and power transmission. After separating, the output capacity is increased by more two times than that of normal straight gear pump on the same condition of volume.

During the design of new product, the flow property of gear pump is studied in detail. The formula of calculating instantaneous delivery and flow pulsation is deduced ,the question of trapping oil is studied deeply and the formula of calculating change of volume of gear pump's trap oil. The mathematical model of the gear pump's optimum design is built. The form of gear tooth is designed accurately by the parameter modeling function of ANSYS software, and the parameter meshing simulating model is built, which is useful for the design of serial gear and the standardization design of similar part. The structure and the stress of the gear pump are analysed by Finite Element Method, and based on the optimum design function of ANSYS software and completed the aim function with the minimum displacement per volume, the optimum design of pump structure is realized, which makes the volume of the gear pump body smaller and the structure more reasonable and effective and solves the problem of traditional design with experience. Studied on the clearance between the new model gear pumps and the leakage, the dual element flowing leakage model of the clearance at the radial and axial direction is built and

the calculating formula of optimum clearance is deduced.

In order to make it convenient for comparing performance with existing gear pump, this paper uses CBG3200 gear pump produced by Liansheng hydraulic Industrial Co.Ltd. to compare with. The result of optimum design indicates that the displacement per unit volume of new gear pump decreases by 58% and the changed volume of trap oil decreases by 29%.The large displacement gear pump studied in the paper has good market, and it is very useful for reference when calculating the strength and optimizing the structure in the similar part.

**Keywords:** Large displacement gear pump; Trapping oil; Parameter model; Finite element analysis; Optimum design

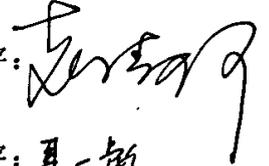
## 独创性声明

秉承学校严谨的学风与优良的科学道德，本人声明所呈交的论文是我个人在导师的指导下进行的研究工作及取得的研究成果。尽我所知，除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，不包含本人或其他用途使用过的成果。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中做了明确的说明，并表示了谢意。

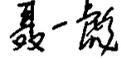
本学位论文成果是本人在广东工业大学和佛山科学技术学院读书期间在导师们的指导下取得的，论文成果归广东工业大学和佛山科学技术学院共同所有。

申请学位论文与资料若有不实之处，本人承担一切相关责任，特此声明。

指导老师签字：



论文作者签字：



2007年08月04日

# 第一章 绪论

## 1.1 齿轮泵的发展及其研究现状

### 1.1.1 齿轮泵概述

在液压传动与控制技术中，齿轮泵占很大的比重，它广泛应用于机床、轻工、冶金、建筑、船舶、飞机、汽车、石化等机械产品中。其主要特点是：结构简单，体积小，重量轻，自吸性好，污染敏感性小，可靠性高，寿命长，制造容易，维修方便，价格便宜等。同时，齿轮泵还存在一些不足，如排量小、流量和压力脉动较大、噪声较大、高温效率低等。这些不足在某些经过改进的齿轮泵上，虽已得到很大的改善，但尚需继续研究予以解决。

齿轮泵属容积型回转式泵，其工作原理是借助于一对齿轮副轮齿脱开啮合侧和进入啮合侧在密封壳体内形成的工作容积的周期性变化来实现流体的输送。

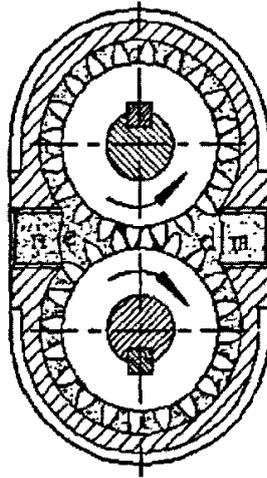


图 1-1 齿轮泵的工作原理

Fig.1-1 Work principle of gear pump

这里以外啮合渐开线直齿圆柱齿轮泵为例介绍一下齿轮泵的工作原理。如图 1-1 所示，装在壳体内的一对齿轮的齿顶圆柱、侧面及各个齿槽形成密封的工作腔。齿轮泵的内腔被相互啮合的轮齿分为左右两个互不相通的空腔，分别与进液孔和

排液孔相通。当齿轮按图示方向旋转时右侧吸入腔的轮齿逐渐分离，工作空间的容积逐渐增大，形成部分真空，流体在大气压的作用下，经吸液孔  $m$  进入吸入腔  $d$ ，流体用疏的黑点表示。吸入到齿间的流体在密封的齿槽内随齿轮旋转被携带到左侧的排出腔  $e$ ，左侧的轮齿逐渐进入啮合，工作空间的容积逐渐减少，齿间的流体被积压出去，从排液孔  $n$  经管道输出，排出腔  $e$  用密的黑点表示。当齿轮不断旋转时，左右两腔不断完成吸入和排出过程，将压力流体压到液压系统中，推动执行机构运动，带动负载做功。

其它类型的齿轮泵在结构形式上存在差异，其基本工作原理是相同的。

### 1.1.2 齿轮泵的研究现状

由于齿轮泵在液压传动系统中应用广泛，因此吸引了大量学者对其进行研究。目前，国内外学者关于齿轮泵的研究主要集中在以下方面：

- 1、 齿轮参数及泵体结构的优化设计<sup>[1-7]</sup>；褚克勤<sup>[1]</sup>分析了CBN-G3系列高压齿轮泵，对泵体的材料和结构做了改进，提高了泵体的抗疲劳能力。殷金祥<sup>[2]</sup>、李志华<sup>[3]</sup>通过分析齿轮泵的性能指标，建立了齿轮泵齿轮参数优化的数学模型，用优化方法寻得使齿轮泵的性能趋于最佳的齿轮参数。徐学忠<sup>[4]</sup>、李毅华<sup>[5]</sup>、李晓宏<sup>[6]</sup>分别对多齿差摆线齿轮泵、复合齿轮泵、多从动轮齿轮泵建立了优化设计模型。Xiaojin Fu<sup>[7]</sup>对直齿轮泵进行了模糊优化设计。这些研究对齿轮泵的设计起到了一定的指导作用。
- 2、 困油现象及解决措施的研究<sup>[8-12]</sup>。齿轮泵的困油现象对齿轮泵乃至整个液压系统都会产生很大的危害，必须采取措施加以解决，为此一些学者进行了相关研究。Duke K<sup>[8]</sup>给出了卸荷槽的设计方法。赵亮<sup>[9]</sup>分析了齿侧间隙很小时直齿齿轮泵和斜齿齿轮泵困油容积的变化规律，并设计了消除齿轮泵困油的导压槽。甘学辉<sup>[10]</sup>对外啮合斜齿齿轮泵的困油特性进行了较详细的研究。推导出了无侧隙斜齿齿轮泵消除困油时的临界螺旋角表达式。甘学辉<sup>[11]</sup>给出了有侧隙斜齿齿轮泵的端面重合度与困油容积的关系，得到了其困油容积、困油流量及瞬时流量随端面啮合点位置的变化规律，并得到了不困油螺旋角范围。臧克江<sup>[12]</sup>提出了一种降低齿轮泵困油压力的新方法——卸荷降压槽法，并对其工作原理及作用进行了分析。这些研究对消除齿

轮泵的困油，具有重要的理论价值和工程意义。

- 3、 齿轮泵的噪声控制技术<sup>[13-19]</sup>。现在人们对噪声的控制越来越重视，而齿轮泵的噪声大一直是令人困扰的问题。齿轮泵噪音大的原因是多方面的，但主要是由困油现象、齿形设计精度以及齿轮泵的自身特点等因素造成的<sup>[13][14]</sup>。其解决的途径也有多种<sup>[15]</sup>。曲秀全<sup>[16]</sup>等人提出了一种通过增加齿轮泵工作齿轮的重合度，以及在轴端增加一对过渡齿轮两种方法来保证齿轮传动的连续性和稳定性，从而消除由于冲击产生的噪声，并取得了好的效果。文献[17]、[18]、[19]、[20]从动力学方面，研究了齿轮泵的动力学振动性能，通过优化设计参数，从而使噪音降低。
- 4、 齿轮泵的变量方法研究<sup>[21-25]</sup>。齿轮泵的排量不可变也是限制其更广泛应用的一个重要因素。如何才能使齿轮泵的排量可变？丁万荣等提出一种通过改变齿轮泵齿轮的啮合长度来改变齿轮泵的输出排量，比较具有实用价值。具体可通过手动或自动方式轴向移动从动齿轮的位置来改变两齿轮的轴向啮合长度，从而实现齿轮泵输出流量的线性变化<sup>[21][22]</sup>。当然也有一些其他方法如改变这两个齿轮的齿数（齿轮的其他参数不变），使两齿轮的大小不同，由此构成的齿轮泵可以获得两种输出排量；再有变转速等<sup>[23][24][25]</sup>。
- 5、 降低齿轮泵流量脉动的研究<sup>[26-32]</sup>。由于齿轮泵的流量脉动较大，在一些要求较高的液压系统中，很少采用齿轮泵。关于降低齿轮泵流量脉动的方法主要有：（1）级联齿轮泵的研究；通过两级或三级并联直齿轮泵同时输出流量进行叠加从而使该泵的总输出流量脉动下降<sup>[28]</sup>。（2）非对称渐开线齿轮泵的研究；通过设计齿廓工作侧与非工作侧的非对称渐开线实现流量脉动降低。如日本岛津制作所研制的SP系列泵<sup>[29][30]</sup>。（3）平衡式复合齿轮泵；由于输油的多个齿轮相位交错，其流量脉动有所下降<sup>[31][32]</sup>。
- 6、 齿轮泵高压化途径的研究<sup>[33-35]</sup>。提高齿轮泵的工作压力是齿轮泵的一个发展方向，而提高工作压力所带来的问题是：（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作用了不平衡的径向液压力，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。其中

复合齿轮泵在这方面有很大的发展潜力。

- 7、水介质齿轮泵基础理论研究<sup>[36-39]</sup>。纯水作为液压泵系统的介质与环境相容，系统简化安全，抗燃节能，经济卫生等绿色特征，满足了人类可持续发展的需要。丹麦的Danfoss公司是水液压泵元件供应商的典型代表。其Nessie系列已供应市场。德国的Hanhinc Gmbh公司与英国Fenner公司也有系列水液压泵元件投入市场。我国的哈尔滨工业大学、华中科技大学等也已取得相当的进展。
- 8、高粘度齿轮泵的研究<sup>[40-43]</sup>。高粘度齿轮泵是指传输各种高粘度介质的齿轮泵，通常其制造难度大，费用高，需要解决的技术问题多。国内需要的高粘度齿轮泵多属国外进口产品。

随着对齿轮泵研究、改进的不断深入，基于齿轮泵原理的泵体结构变种不断出现。摆线内啮合齿轮泵是最早出现的一个类型，它以一对共轭摆线齿轮作为工作部件，与泵体、辅助部件一起构成容积变化空间。随后又出现斜齿齿轮泵，其工作稳定性高于直齿齿轮泵。近年来有人提出多齿轮泵的概念，并且试制了若干形式，以提高工作效率。平衡式复合齿轮泵就是其中的研究热点，其优点是排量和输出功率明显增大，流量脉动减小，径向力平衡。但其结构复杂，体积大，成本高。针对齿轮泵存在的困油现象，有不少论文发表，提出若干种改进措施，例如：加深扩大齿槽容纳液体压缩量，开卸荷槽减小压力，适当减小重合度，采用有明显侧隙的传动等等。但是所有的改进并未脱离以齿轮的齿槽空间作为工作容积的框架，困油现象只是得到缓解而未根本消除，输出脉动仍然存在只是脉动量减小了。

除了齿轮泵之外，还出现了其他类型的泵产品。叶片泵是最早出现的变量泵，但是叶片本身容易磨损，使得工作可靠性比较低。柱塞泵也是变量泵，它的效率高，但是柱塞的往复式和接触磨损是其缺点。离心泵、螺杆泵的工作原理有相似之处，流量大但是容易磨蚀，旋转叶轮的设计制造难度比较高。近年来有人提出涡旋泵，它的工作原理与涡旋压缩机相似，输送量大，但是设计制造要求很高，国内一直未能解决其吸、排油腔的隔离密封问题。

## 1.2 论文研究的目的和意义

齿轮泵作为一种典型的液压动力元件广泛应用于机床工业、农用机械、工程机械、航空航天和船舶工业等众多工业领域。它的结构简单，主被两齿轮就构成了其主要工作部件，较之叶片泵（叶片、转子及其他附件）及各种型式的柱塞泵（斜盘、柱塞、缸体和回程盘等部件）在原始设计、制造工艺、以及加工手段等方面有无可比拟的优越性。它仅由一对啮合齿轮和泵体三个部件组成，因此具有尺寸小、重量轻、制造容易、工作可靠、价格低廉、对油液不敏感、自吸能力强、维护方便等优点，在输送液体的各种场合都获得了应用，各类齿轮泵每年的产销量达到数百万台套，产值数十亿元人民币。虽然叶片泵、柱塞泵等性能更好，但由于其对油液污染敏感、生产成本高等缺点，因此齿轮泵并未因此消失反而产量稳步增加。

齿轮泵的最大缺点是输出脉动明显、机械噪音大、排量小，因此在输出平稳性要求很高的场合就只好让位于其他类型的输送泵。齿轮泵的工作容积由齿间构成，依靠齿轮快速运动输送齿间的液体，因此一般排量比较小。两个齿轮的啮合轮齿既传递运动和动力，又构成吸油腔和排油腔之间的间隔和密封。由于齿轮啮合的重合度要求大于1，连续的两齿之间就会封闭少量液体，产生所谓“困油现象”。被“困”的液体压缩时压强急剧增大、然后又被迅速释放，这种情况成为排油腔输出脉动、机械噪音的诱因。另外，两腔之间的液体压差还造成附加径向力，对于齿轮轴的设计要求提高。为了克服普通齿轮泵自身的不足，出现一些改进的类型，如摆线齿轮泵、行星轮系齿轮泵、多齿轮泵等。与此同时，还发展了基于其他工作原理的液体泵，如叶片泵、柱塞泵、螺杆泵等类型，但是这些类型或者结构复杂，因而制造困难、维护不便，或者工作原理复杂、设计难度大、制造技术要求高。

本课题拟研究、开发一种具有齿轮泵特点的大排量液体泵，大大提高齿轮泵的性能价格比，提升齿轮泵产品的技术水平，达到在大多数场合都能替代其他泵种的目标。本课题属于佛山市科技专项资金项目。编号为：2005030122。

## 1.3 论文的主要研究内容

- (1) 对普通齿轮泵的结构做必要的改造，将运动、动力传递功能与工作容积

变化功能基本分离。使其排量增大为原泵的 2 倍以上。

- (2) 研究新型泵的流量特性，对困油过程进行详细分析。
- (3) 建立齿轮泵的优化设计数学模型。
- (4) 利用 ANSYS 软件的 APDL 语言，建立齿轮泵参数化啮合仿真模型。进行齿轮泵弯曲强度和接触强度分析，并利用 ANSYS 的优化设计功能进行优化设计。
- (5) 对齿轮泵的间隙与泄漏作详细研究，建立径向间隙和轴向间隙二元流动泄漏模型，并推导出最优间隙的计算公式。

#### 1.4 本章小结

本章阐述了齿轮泵的工作原理及其特点，在对齿轮泵的研究现状和发展趋势进行分析的基础上提出了本文的主要研究内容。

## 第二章 大排量齿轮泵的工作原理及流量特性分析

### 2.1 大排量齿轮泵的工作原理

该新型齿轮泵是根据齿轮泵工作轮的容积变化和工作轮的啮合传动这两项基本要求相分离的原则提出的。齿轮泵的容积变化工作原理如图 2-1 所示。壳体、两侧板以及两工作轮之间形成了 A、B 腔。工作轮 1 做顺时针旋转，为主动轮。工作轮 6 逆时针旋转，为从动轮。轮 1、6 转动过程中，B 腔容积逐渐变大，形成局部真空，成为吸液腔，吸入液体；A 腔容积逐渐变小，形成排液腔，将液体排出。泵的容积变化主要依靠大齿实现，啮合传动由小齿和大齿共同实现。

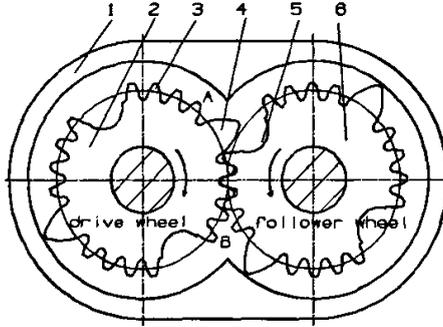


图 2-1 新型齿轮泵的工作原理

1. 泵体 2. 主动轮 3. 小齿 4. 大齿 5. 大齿齿槽 6. 从动轮

Fig.2-1 Work principle of new gear pump

### 2.2 齿轮泵的流量特性分析

#### 2.2.1 平均流量

新型大排量齿轮泵的流量包括两部分：一是由大齿、槽产生的流量  $Q_1$ ；二是由小齿产生的流量  $Q_2$ 。

由大齿产生的流量

$$Q_1 = [\pi(R_2^2 - r_2^2)B]v \quad (2.1)$$

式中  $B$ ——齿宽  $n$ ——转速  $R_a$ ——大齿齿顶圆半径  $r_a$ ——小齿齿顶圆半径

由小齿产生的流量

$$Q_2 = \pi(r_a^2 - r_f^2)Bn \quad (2.2)$$

由

$$R_a = mz_1/2 + h_a^*M \quad (2.3)$$

$$r_f = mz_1/2 - (h_a^* + c^*)m \quad (2.4)$$

式中  $m$ ——小齿模数；  $z_1$  ——小齿理论齿数；

$M$ ——大齿模数；  $h_a^*$ ——齿顶高系数；  $c^*$ ——顶隙系数

因此，该类齿轮泵的流量为：

$$Q = 2(Q_1 + Q_2) = 2\pi Bn[mz_1 + h_a^*(M - m) - c^*m][h_a^*(M + m) + c^*m] \quad (2.5)$$

$q = Q/n$ 即为齿轮泵的排量。

### 2.2.2 瞬时流量

液压系统工作质量的好坏与泵的瞬时流量有直接关系。如果泵的瞬时流量脉动大，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），并发出很强的噪声，这对轴和轴承的强度，对管接头和密封都有破坏性影响。为此必须对泵的瞬时流量进行分析，找出影响流量脉动的因素，作为设计时选取有关参数的依据。

在推导瞬时流量公式以前，先介绍一下扫过面积法，如图 2-2 所示：任意曲线  $abc$  绕点  $o$  转过  $\theta$  角后，因  $A_{abca} = A_{a_1a_1c_1a}$ ，所以  $A_{abcc_1b_1a} = A_{a_1a_1c_1a}$ ，即

$$A_{a_1a_1c_1a} = A_{a_1c_1ba} + A_{abc_1a_1a}$$

也就是说任意曲线  $abc$  绕  $o$  转过  $\theta$  角所扫过的不规则的面积等于该曲线端点  $a$ 、 $c$  所对应的半径  $oa$ 、 $oc(=od)$  转过同样角所扫过的两扇形面积之差。

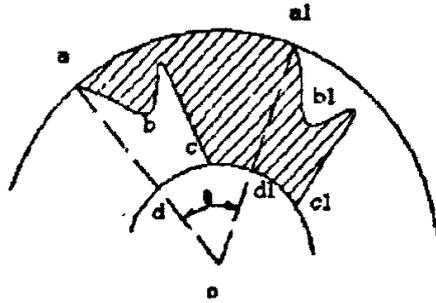


图 2-2 任意曲线转动时扫过的面积

Fig.2-2 The area when random curve rotation swept

如图 2-3 所示，当主动轮在  $dt$  时间内转过  $d\varphi_1$  角时，被动轮转过  $d\varphi_2$  角，它们之间的关系可根据齿轮啮合基本定律，即节圆上线速度相等的条件来决定：

$$\omega_1 R_1 = \omega_2 R_2 \quad (2.6)$$

式中  $\omega_1$  和  $\omega_2$ ——主、被动齿轮的角速度；  
 $R_1$  和  $R_2$ ——主、被动齿轮的节圆半径。

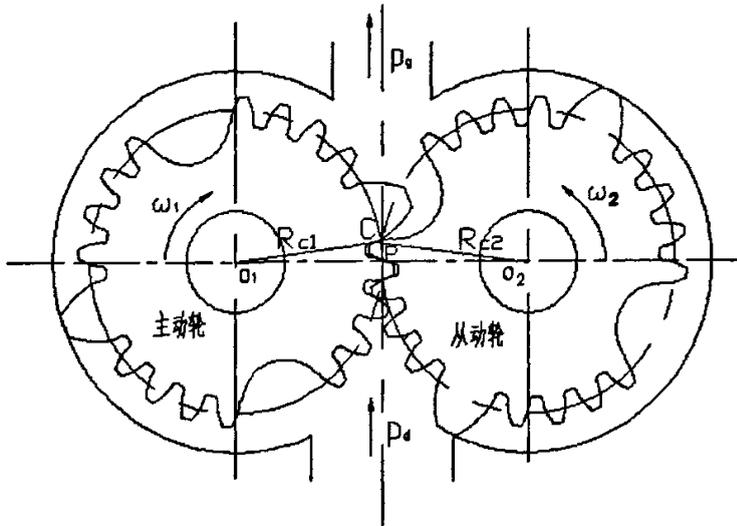


图 2-3 齿轮泵工作示意图

Fig.2-3 Schematic drawing of gear pump working

将上式两边乘以  $dt$ ，并考虑到  $\omega_1 dt = d\varphi_1, \omega_2 dt = d\varphi_2$ ，则  $d\varphi_2 = \frac{R_1}{R_2} d\varphi_1$ 。

对齿轮泵的工作齿的几何形状进行分析可知，瞬时流量又分成大齿啮合时的瞬时流量及渐开线小齿啮合传动所形成的瞬时流量两种情况。由该工作轮的结构特点可知，为使大小齿在分度圆上均匀分布，每个大齿占据的弧长应为 3 个小齿齿厚，即该大齿的齿顶高、齿根高是小齿齿顶高、齿根高的 3 倍左右。因而，其极限转角  $\beta$  为 ( $\beta = 2\pi/z_g = 6\pi/z_l, z_g, z_l$  为大齿、小齿理论齿数)。

大齿啮合时的瞬时流量 ( $\varphi \in -\frac{\beta}{2} \sim \frac{\beta}{2}$ ):

此时，主动轮包围压油腔的齿面所扫过的容积  $dV_1$  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  $d\varphi_1$  扫过的扇形面积之差）乘以齿宽  $B$ ，即

$$dV_1 = B \left( \frac{R_{a1}^2 d\varphi_1}{2} - \frac{R_{c1}^2 d\varphi_1}{2} \right) = \frac{B}{2} (R_{a1}^2 - R_{c1}^2) d\varphi_1 \quad (2.7)$$

同理，被动轮包围压油腔的齿面所扫过的容积为

$$dV_2 = B \left( \frac{R_{a2}^2}{2} - \frac{R_{c2}^2 d\varphi_2}{2} \right) = \frac{B}{2} (R_{a2}^2 - R_{c2}^2) d\varphi_2 = \frac{B}{2} (R_{a2}^2 - R_{c2}^2) \frac{R_1}{R_2} d\varphi_1 \quad (2.8)$$

式中  $R_{a1}$  和  $R_{a2}$ ——主、被动齿轮的大齿顶圆半径；

$R_{c1}$  和  $R_{c2}$ ——主、被动齿轮的啮合半径。

所以，从压油腔排出去的容积为

$$dV = dV_1 + dV_2 = \frac{B}{2} [(R_{a1}^2 - R_{c1}^2) + \frac{R_1}{R_2} (R_{a2}^2 - R_{c2}^2)] d\varphi_1 \quad (2.9)$$

将该式两边各除以相应的时间  $dt$ ，便可求得从压油腔压出液体的瞬时流量为

$$Q_{in} = \frac{dV}{dt} = \frac{B\omega_1}{2} [(R_{a1}^2 - R_{c1}^2) + \frac{R_1}{R_2} (R_{a2}^2 - R_{c2}^2)] \quad (2.10)$$

式中含有  $R_{c1}$  和  $R_{c2}$  两个自变量，可利用三角函数关系加以简化。

如图 2-4 所示， $f$  为啮合点  $C$  至节点  $P$  的距离，由图可知

$$R_{c1}^2 = R_1^2 - 2kR_1 + f^2, R_{c2}^2 = R_2^2 + 2kR_2 + f^2,$$

所以 
$$\frac{R_1}{R_2} R_{c2}^2 = R_1 R_2 + 2kR_1 + \frac{R_1}{R_2} f^2$$

另外由于：

$$R_{a1}^2 = (R_1 + ha_{g1})^2 = R_1^2 + 2R_1ha_{g1} + ha_{g1}^2, \quad R_{a2}^2 = (R_2 + ha_{g2})^2 = R_2^2 + 2R_2ha_{g2} + ha_{g2}^2$$

所以

$$\frac{R_1}{R_2}R_{a2}^2 = R_1R_2 + 2R_1ha_{g2} + \frac{R_1}{R_2}ha_{g2}^2$$

式中  $ha_{g1}$  和  $ha_{g2}$  ——主被动齿轮的大齿齿顶高

将这些关系式代入上述  $Q_{sh}$  的表达式后，便得瞬时流量的公式

$$Q_{sh} = \frac{B\omega_1}{2} [2R_1(ha_{g1} + ha_{g2}) + ha_{g1}^2 + \frac{R_1}{R_2}ha_{g2}^2 - (1 + \frac{R_1}{R_2})f^2] \quad (2.11)$$

对于渐开线齿轮  $f = R_{b1}\varphi_1$  ( $R_{b1}$  ——主动齿轮基圆半径)，所以上式又可写成：

$$Q_{sh} = \frac{B\omega_1}{2} [2R_1(ha_{g1} + ha_{g2}) + ha_{g1}^2 + \frac{R_1}{R_2}ha_{g2}^2 - (1 + \frac{R_1}{R_2})R_{b1}^2\varphi_1^2] \quad (2.12)$$

由上式可知，泵的瞬时流量随主动齿轮的转角  $\varphi_1$  按抛物线规律变化。对于本课题所研究的齿轮泵而言，两个齿轮具有相同的参数  $R_1 = R_2 = R$ ， $ha_{g1} = ha_{g2} = ha_g$ ，

$\omega_1 = \omega_2 = \omega$ ， $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$ ， $R_{b1} = R_{b2} = R_b$ ，将这些关系式代入(2.12)得

$$Q_{sh} = B\omega [2Rha_g + ha_g^2 - R_b^2\varphi^2] \quad (2.13)$$

又因为  $R_a^2 = (R + ha_g)^2 = R^2 + 2Rha_g + ha_g^2$ ，所以(2.13)又可写成

$$Q_{sh} = B\omega (R_a^2 - R^2 - R_b^2\varphi^2) \quad (2.14)$$

同理，当渐开线小齿啮合时 ( $\varphi' \in -\frac{\beta'}{2} \sim \frac{\beta'}{2}$ ， $\beta' = 2\pi/z_1$ ) 的瞬时流量，也可按上述步骤求得瞬时流量公式为：

$$Q_{sh} = B\omega (R_a^2 - r^2 - r_b^2\varphi'^2) \quad (2.15)$$

式中： $r$  ——小齿节圆半径

$r_b$  ——渐开线小齿基圆半径

由于本文中大齿和小齿节圆半径和基圆半径相等，即  $R = r$ ， $R_b = r_b$  故大齿啮合时于渐开线小齿啮合时得瞬时流量计算公式形式上一样。

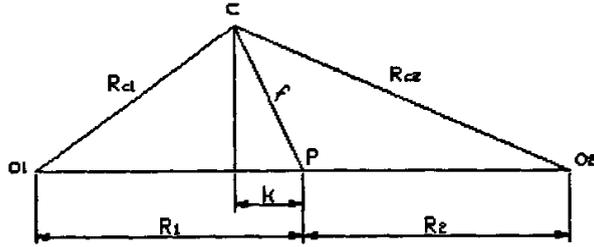


图 2-4 啮合点与齿轮中心的几何关系

Fig.2-4 The geometry relates between meshing point and the gear center

### 2.2.3 流量脉动

系统的流量脉动将引起系统的压力脉动。流量脉动过大，将使得系统的工作平稳性降低，因此，对该泵的流量脉动进行分析是很有必要的。流量脉动可用流量相对脉动幅值（脉动率） $\delta$ 来表示，它是衡量容积式液压泵流量品质的一个重要指标。

大排量齿轮泵的流量脉动率：

$$\delta = \frac{2(Q_{sh\max} - Q_{sh\min})}{Q_{sh\max} + Q_{sh\min}} \quad (2.16)$$

计算并比较式(2.14)、(2.15)得出  $Q_{sh\max}$ 、 $Q_{sh\min}$ ，把它们代入式(2.16)就可得到流量脉动率。

由  $Q_{sh} = B\omega(R_a^2 - R^2 - R_b^2\varphi^2)$ ，知当  $\varphi = 0$ 时瞬时流量最大， $\varphi = \pi/z_g$ 时瞬时流量最小。

故流量脉动率为：

$$\delta = \frac{2(Q_{sh\max} - Q_{sh\min})}{Q_{sh\max} + Q_{sh\min}} = \frac{2R_b^2\pi^2/z_g^2}{(R_a^2 - R^2) + (R_a^2 - R^2 - R_b^2\pi^2/z_g^2)} \quad (2.17)$$

### 2.3 齿轮泵的困油分析

齿轮泵的困油现象一直是困扰液压界的问题。由于齿轮泵运转过程中工作齿

轮的前一对轮齿尚未脱开啮合前，后一对轮齿又进入啮合，在这段时间内，同时啮合的就有两对轮齿，在两对轮齿之间就形成了和吸压油腔均不相通的闭死容积，而齿轮继续旋转时，闭死容积的大小会发生变化，从而引起该区域内的液体压力急剧变化，这种现象称为困油现象。

由于液体的可压缩性很小，当困油容积由大变小时，存在于困油容积中的液体受挤压，压力急剧升高，大大超过齿轮泵的工作压力，同时困油容积中的液体也从一切可泄漏的缝隙中强行挤出，使轴和轴承受很大的冲击载荷，产生很大的径向力，增加功率损失，并使液体发热，引起噪声和振动，降低齿轮泵的工作平稳性和寿命。当困油容积由小变大时，形成真空，使溶于液体中的空气分离出来，产生气泡，带来气蚀、噪声、振动、流量和压力脉动等危害。

### 2.3.1 有侧隙啮合困油特性的研究

为了保证齿轮泵平稳地啮合运转并连续均匀的供油，齿轮啮合的重合度 $\varepsilon$ 必须大于1。虽然从理论上讲，重合度等于1时齿轮泵就可以正常工作，不会出现间断吸压油现象。但由于存在制造误差，实际工作时这种情况下的重合度往往小于1，齿轮泵不能正常工作，会出现时而输油时而不输油的不正常现象，瞬时流量的差值可达30%，输油率很不均匀。当重合度 $\varepsilon > 1$ 时，在啮合过程中，要求在前一对齿尚未脱开啮合之前，后一对轮齿即已进入啮合。困油一般发生在轮齿啮合时的接触线间形成的封闭腔内，对齿侧无间隙的齿轮泵，不论是单齿啮合区还是双齿啮合区，其接触线阻隔的空间内都会发生困油现象；而对于齿侧有间隙的齿轮泵，困油发生在双齿啮合区，通常齿轮传动是有侧隙的，因此本文只讨论有侧隙啮合困油特性。

由本文所研究泵的形狀特点可知，困油可分两种不同情况讨论：第一，小齿传动时的困油；第二，大齿、槽传动时的困油。下面将分别计算。

小齿传动时，如图2-5所示，当新的一对齿在A点开始啮合时，接触线长度达到全齿宽，前一对齿在B点啮合尚未脱开，在它们之间形成一个困油容积 $V' = V_1 + V_2$ ，此时困油容积最大，由于存在齿侧间隙， $V_1$ 和 $V_2$ 是相通的；当齿轮按图示方向旋转， $V_1$ 逐渐减小， $V_2$ 逐渐增大，而整个困油容积 $V'$ 逐渐减小，当齿轮旋转到一定时， $V'$ 为最小；当齿轮继续旋转， $V_1$ 继续减小， $V_2$ 继续增大，而 $V'$ 逐

渐增大，直到前一对齿即将在  $C$  点脱离啮合时， $V'$  又增加到最大。

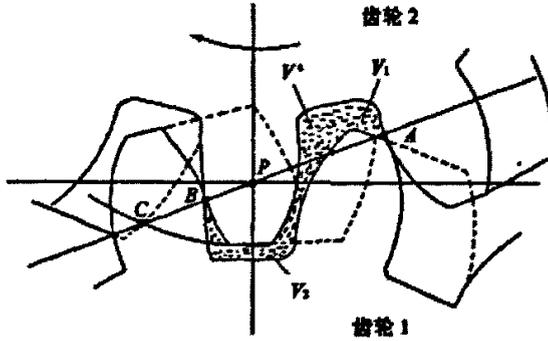


图 2-5 有侧隙齿轮泵小齿传动时的困油

Fig.2-5 The trapped oil of gear pump with backlash using small tooth transmission

### 2.3.2 困油容积的计算

由前面分析可知，齿轮泵的理论瞬时流量为

$$Q_{th} = B\omega(R_a^2 - R^2 - R_b^2\varphi^2) \quad (2.18)$$

齿轮泵扫过的容积随主动轮转角  $\varphi$  的变化而变化，其变化率为：

$$\frac{dV}{d\varphi} = \frac{Q_{th}}{\omega} = B(R_a^2 - R^2 - R_b^2\varphi^2) \quad (2.19)$$

由图 2-5 可以看出，困油时重叠啮合区段为  $BC$ ，其始末两点  $B, C$  对节点  $P$  的相应转角为  $\varphi_b$  和  $\varphi_c$ 。在重叠啮合区若令  $P$  点至其中某一啮合点  $X$  的转角为  $\varphi_x$  ( $\varphi_b \leq \varphi_x \leq \varphi_c$ )，则距该点一个基节  $Y$  点的相应转角为： $\varphi_y = \varphi_x - 2\pi/z_1$ ， $z_1$  为齿轮 1 小齿理论齿数。这时处于重叠啮合  $\overline{BC}$  中的前一对齿轮，其扫描容积随齿轮 1 转角的变化率由式(2.19)可得：

$$\frac{dV_x}{d\varphi_x} = B(R_a^2 - R^2 - R_b^2\varphi_x^2) \quad (2.20)$$

相应的其后续一对轮齿扫描容积随齿轮 1 转角的变化率为：

$$\frac{dV_y}{d\varphi_y} = B(R_a^2 - R^2 - R_b^2\varphi_y^2) \quad (2.21)$$

于是，随齿轮 1 转角的变化，困油容积的变化率为：

$$\frac{dV}{d\varphi} = \frac{dV_T}{d\varphi_T} - \frac{dV_X}{d\varphi_X} = \frac{4\pi}{z_1} BR_b^2 \left( \varphi_X - \frac{\pi}{z_1} \right) \quad (2.22)$$

当  $\varphi_X = \frac{\pi}{z_1}$  时, 有最小困油容积, 令其为  $V_0$ , 对上式积分可得齿轮泵困油容积随齿轮转角  $\varphi_X$  的变化规律:

$$V = V_0 + \frac{2\pi B}{z_1} R_b^2 \left( \varphi_X - \frac{\pi}{z_1} \right)^2 \quad (2.23)$$

同理, 当大齿、槽啮合传动时, 也可按上述方法计算, 不同的是, 式(2.21)中,  $\varphi_T$  的值将发生变化。  $\varphi_T = \varphi_X - (\pi/z_1 + \pi/z_g)$ , 将其代入式(2.22)中得:

$$\frac{dV}{d\varphi} = \frac{dV_T}{d\varphi_T} - \frac{dV_X}{d\varphi_X} = BR_b^2 \left( \frac{\pi}{z_1} + \frac{\pi}{z_g} \right) \left( 2\varphi_X - \frac{\pi}{z_1} - \frac{\pi}{z_g} \right) \quad (2.24)$$

对上式积分可得大齿传动时齿轮泵困油容积随齿轮转角  $\varphi_X$  的变化规律:

$$V = V_0 + BR_b^2 \left( \frac{\pi}{z_1} + \frac{\pi}{z_g} \right) \left( \varphi_X - \frac{\pi}{2z_1} - \frac{\pi}{2z_g} \right)^2 \quad (2.25)$$

如图 2-5, 困油时, 重叠啮合开始与终了时转角分别为:

$$\varphi_B = \varepsilon_1 \frac{2\pi}{z}, \varphi_C = \varepsilon_2 \frac{2\pi}{z} \quad \text{其中 } z = z_1 \text{ 或 } z_g \quad (2.26)$$

式中:  $\varepsilon_1$ 、 $\varepsilon_2$  分别为齿轮的啮入重合度和啮出重合度, 且  $\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2$

由图 2-5 可知, 当小齿啮合传动时:

$$\varepsilon_1 = \frac{\overline{PA}}{P_b} = \frac{\sqrt{r_a^2 - r_b^2} - r_b \tan \alpha}{P_b} = \frac{\overline{PC}}{P_b} = \varepsilon_2 \quad (2.27)$$

$\alpha$ 、 $P_b$  分别为小齿的压力角和基节。

大齿、槽啮合传动时:

$$\varepsilon_1 = \frac{\overline{PA}}{P_b} = \frac{\sqrt{R_a^2 - R_b^2} - R_b \tan \alpha + \sqrt{r_a^2 - r_b^2} - r_b \tan \alpha}{1.5P_b + 0.5P_b} = \frac{\overline{PC}}{P_b} = \varepsilon_2 \quad (2.28)$$

$P_b$  为小齿基节。

于是, 不难求得小齿传动时, 重叠啮合开始与终了时困油容积的最大变化量分别为:

$$\Delta V_B = 2BR_b^2 \frac{4\pi^3}{z_i^3} \left(\varepsilon_1 - \frac{1}{2}\right)^2 = \Delta V_C \quad (2.29)$$

当大齿啮合时，重叠啮合开始与终了时困油容积的最大变化量分别为：

$$\Delta V_B = BR_b^2 \left(\frac{\pi}{z_i} + \frac{\pi}{z_s}\right) \left(\frac{2\varepsilon_1\pi}{z_s} - \frac{\pi}{2z_s} - \frac{\pi}{2z_i}\right)^2 = \Delta V_C \quad (2.30)$$

## 2.4 本章小结

本章提出了大排量齿轮泵的工作原理，详细分析了新型齿轮泵的流量特性，推导出了计算平均流量、瞬时流量、流量脉动的计算公式，并对齿轮泵的困油现象进行了深入分析，推导出了困油容积最大变化量的计算公式。

## 第三章 齿轮泵和优化设计数学模型

随着液压技术的发展,齿轮泵获得了日益广泛的应用。用户对齿轮泵的性能和质量提出了越来越高的要求,同时市场的瞬息万变要求产品的生产周期越来越短,传统的设计方法已难以满足齿轮泵的市场需求。齿轮是齿轮泵的心脏,齿轮参数的设计合理与否,将直接影响齿轮泵的性能如排量、噪声和寿命等等。因此,在设计齿轮泵时必须对齿轮的参数进行优化设计,从而提高齿轮泵的性能、缩短产品的设计周期。本文通过对齿轮泵各项性能指标的研究分析,构建了一个多目标优化设计数学模型,对新型齿轮泵的基本参数进行优化设计。

### 3.1 优化设计的基本原理

优化设计是从20世纪60年代发展起来的,是将最优化理论与计算机技术结合应用于设计领域的现代设计方法。随着计算机技术的发展,优化设计在工程设计的各个领域得到了广泛的应用。优化设计同传统设计相比,主要特点是优化设计能使各种设计参数自动向更优的方向进行调整,直至找到一个尽可能完善的或最合适的设计方案。传统设计大都是凭借设计人员的经验和类比设计进行,难以获得最合适的方案。

优化设计的数学模型是对优化设计工程问题的数学描述,其一般形式为:

$$\left. \begin{array}{l} \min f(X) \\ \text{st } h_v(X) = 0 (v = 1, 2, \dots, p) \\ g_u(X) \leq 0 (u = 1, 2, \dots, m) \end{array} \right\} \quad (3.1)$$

优化设计的数学模型包含设计变量、目标函数和设计约束三个基本要素:

#### 1) 设计变量

设计变量是指在设计过程中进行选择并最终必须确定的各项独立参数。在选择过程中它们是变量,但这些变量一旦确定以后,设计对象也就完全确定,因此设计变量的选择与目标函数的建立有密切的关系。假设一组  $n$  个设计变量  $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$  按一定的次序排列构成一个数组,这个数组在优化设计中被看成一个  $n$  维向量  $X$  沿  $n$  个坐标轴的分量,把它写成矩阵形式则为:



而在优化设计中不等式约束更为普遍，其一般形式为：

$$g_u(X) \leq 0 (u=1, 2, \dots, m) \quad (3.7)$$

建立数学模型是优化设计中非常重要的一步，建立合理正确的数学模型对优化的效果至关重要，本章主要针对新型齿轮泵的性能特征建立齿轮泵基本参数优化设计的数学模型。

## 3.2 齿轮泵基本参数的优化模型

### 3.2.1 目标函数

齿轮泵的体积大小主要取决于齿轮的体积大小，齿轮的体积愈大，齿轮泵的体积也相应愈大，因此可以用单位排量的齿轮体积最小作为优化的目标。齿轮的体积可以近似计算：

$$V = \pi B R_a^2 \quad (3.8)$$

根据第二章的流量特性分析，单位排量的体积为：

$$f_1(X) = \frac{R_a^2}{2[mz_1 + h_a^*(M - m) - c^*m][h_a^*(M + m) + c^*m]} \quad (3.9)$$

### 3.2.2 设计变量

当刀具压力角  $\alpha$  和齿宽  $B$  确定后，在一定的压力  $p$  和排量  $q$  下，单位排量的体积与大齿模数  $M$ 、小齿模数  $m$ 、大齿理论齿数  $z_g$ 、小齿理论齿数  $z_l$ 、大齿齿顶高系数  $h_a^*$  有关。又因为  $z_l = 3z_g$  故设计变量为：

$$x = [x_1, x_2, x_3, x_4]^T = [M, m, z_l, h_a^*]^T$$

### 3.2.3 约束条件

a: 边界约束

$$\begin{aligned}
 g_1(x) &= m_{\min} / m - 1 \leq 0 \\
 g_2(x) &= m / m_{\max} - 1 \leq 0 \\
 g_3(x) &= z_{i\min} / z_i - 1 \leq 0 \\
 g_4(x) &= z_i / z_{i\max} - 1 \leq 0 \\
 g_5(x) &= \phi_{a\min} / \phi_a - 1 \leq 0 \\
 g_6(x) &= \phi_a / \phi_{a\max} - 1 \leq 0 \\
 g_7(x) &= \varepsilon_{\min} / \varepsilon - 1 \leq 0 \\
 g_8(x) &= \varepsilon / \varepsilon_{\max} - 1 \leq 0 \\
 g_9(x) &= h_a^* / h_{a\min}^* - 1 \leq 0 \\
 g_{10}(x) &= h_a^* / h_{a\max}^* - 1 \leq 0
 \end{aligned}$$

其中齿宽系数  $\phi_a = \frac{B}{mz_1}$

**b: 强度约束**

$$\begin{aligned}
 g_{11}(x) &= \sigma_F / \sigma_{FP} - 1 \leq 0 \\
 g_{12}(x) &= \sigma_H / \sigma_{HP} - 1 \leq 0
 \end{aligned}$$

其中:  $\sigma_F$ ——计算齿根弯曲应力

$\sigma_{FP}$ ——许用齿根弯曲应力

$\sigma_H$ ——小齿节圆处的计算接触应力

$\sigma_{HP}$ ——许用接触应力

**c: 大小齿模数约束**

因为大齿、槽是均匀分布在渐开线小齿轮上的, 而渐开线小齿要承担传递转矩的功能, 所以必须保证有足够的小齿(每个区段至少 2 个)来传递转矩。另外, 大小齿具有相同的节圆, 且  $z_1 = 3z_2$ 。因此约束函数表示如下:

$$g_{13}(x) = 2 \times 4 + 4 \times 1.5 - z_1 \leq 0 \quad (\text{当齿轮齿数为偶数个时, 用 2 个大齿结构})$$

$$g_{13'}(x) = 2 \times 3 + 6 \times 1.5 - z_1 \leq 0 \quad (\text{当齿轮齿数为奇数个时, 用 3 个大齿结构})$$

$$g_{14}(x) = M / m = 3$$

**d: 齿顶圆弧齿厚约束**

因为泵的密封完全靠两个大齿实现, 因而, 为了防止泄漏, 故必须保证足够长的齿顶圆弧齿厚。

$$g_{15}(x) = S_a / S_{a\min} - 1 \leq 0$$

**e: 排量约束**

$$g_{16}(x) = q = 2\pi B[mz_1 + h_a^*(M - m) - c^*m][h_a^*(M + m) + c^*m]$$

### 3.3 本章小结

本章介绍了优化设计的基本原理，并建立了大排量齿轮泵优化设计的数学模型。

## 第四章 ANSYS 软件介绍及其优化设计功能

### 4.1 计算机辅助分析 (CAE) 和有限元法 (FEM)

#### 4.1.1 计算机辅助分析 (CAE) 简介

传统的机械设备分析与计算的方法一直沿用材料力学、理论力学和弹性力学所提供的公式来进行。由于有较多的简化条件,因而计算精度很低。为了保证设备的安全可靠运行,常用加大安全系数的方法,结果使结构尺寸加大,浪费材料,有时还会造成结构性能的降低。现代产品正朝着高效、高速、高精度、高性能、低成本等方面发展,传统的计算分析方法远远无法满足要求。20年来,伴随着计算机技术的发展,出现了计算机辅助工程分析 CAE (Computer Aided Engineering) 这一新兴学科。采用 CAE 技术,即使在进行复杂的工程分析时也无须作很多简化,并且计算快、精度高。常见的工程分析包括:对质量、体积、强度等的计算分析;对产品的运动精度,动、静态特征等的性能分析;对产品的应力、变形等的结构分析。

#### 4.1.2 有限元法的基本思想

有限元法的基本思想是将连续的求解区域离散为一组有限个、且按一定方式相互联结在一起的单元的组合体。由于单元能按不同的联结方式进行组合,且单元本身又可以有不同形状,因此可以模型化几何形状复杂的求解域。通常有限元法都遵循以下基本步骤:

**物体的离散化:**离散化是有限元法的基础,这就是依据结构的实际情况,选择合适的单元形状、类型、数目、大小以及排列方式,将拟分析的物体假想地分成有限个分区或分块的集合体。假设这些单元在处于它们边界上的若干个离散节点处相互连接,这些节点的位移将是该问题的基本未知参数。

**挑选形函数或插值函数:**选择一组函数,通常是多项式,最简单的情况是位移的线性函数。这些函数应当满足一定条件,该条件就是平衡方程,它通常是通过变分原理得到的,就可由每个“有限单元”的节点位移唯一地确定该单元中的

位移状态。

**确定单元的性质:**确定单元性质就是对单元的力学性质进行描述。确定了单元位移后,可以很方便地利用几何方程和物理方程求得单元的应变和应力。一般用单元的刚度矩阵来描述单元的性质,确定单元节点力与位移的关系。

**组成物体的整体方程组:**组成物体的整体方程组就是由已知的单元刚度矩阵和单元等效节点载荷列阵集成表示整个物体性质的结构刚度矩阵和结构载荷列阵,从而建立起整个结构已知量:总节点载荷;整个物体未知量——总节点位移的关系。

**解有限元方程和辅助计算:**引入强制边界条件,解方程得到节点位移。一般整体方程组往往数目庞大,可能是几十个、几百个,以至于成千上万个。对于这些方程组需要一定的计算数学方法解出其未知量。然后,根据实际问题进行必要的辅助计算。

完整的有限元分析流程图如图 4-1 所示。

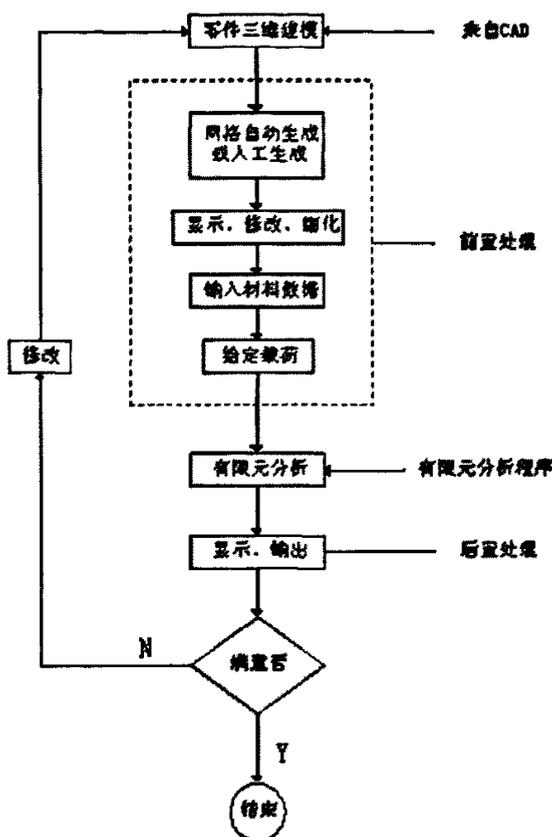


图 4-1 有限元分析流程图

Fig.4-1 Finite element analysis flow chart

### 4.1.3 通用有限元分析软件

大型工程结构庞大，计算模型复杂，因而，它的分析软件一般均由前后处理器和分析求解器两个软件集成，并在两者之间常设有功能强大的软件接口，目的是保持这两部分的相互独立性并方便于与其它软件的连接。

前处理器的主要功能是：形成并提交求解器能识别的有限元模型数据文件，包括数据文件的输入/输出功能、自动网格划分功能、生成几何图形功能和图形显示及输出功能。因此，前处理器要处理如下数据文件：读写描述有限元模型的数据库文件；生成求解器可识别的输入数据文件；读写并记录各种操作的命令；编辑过程文件等。

求解器的主要功能是:对有限元模型形成的整体方程组进行计算和分析,包括带宽优化、方程组求解方法的选取、确定收敛判据等等。因此,它是有限元的理论方法、计算方法和软件分析方法的结晶。

后处理的主要功能是:处理求解器分析后的结果,包括识别求解器生成的格式化及非格式化结果文件;将结果写成各种常用的图形文件;还要以图形、动画、曲线、表格和文件形式分别显示求解器分析后的结果等。

软件接口的主要功能是:读写可被其它的 CAD/CAE 软件识别的各种文件,实现与其它 CAD/CAE 软件间的数据转换功能,使得几何建模可以由第三方 CAD/CAE 软件来提供,以增强了软件本身的健壮性。

#### 4.1.4 ANSYS 软件简介

ANSYS 公司由 John Swanson 博士创立于 1970 年, ANSYS 有限元程序是该公司主要产品,它是第一个通过 ISO9001 质量认证的分析设计类软件。由于 ANSYS 软件具有建模简单、快速、方便的特点,因而成为大型通用有限元程序的代表。ANSYS 软件的主要功能包括建立模型、结构分析、非线性分析、电磁分析、计算流体力学分析、接触分析、压电分析、结构优化等。

ANSYS 提供了三种创建模型的方法:实体建模方法、直接建模方法和输入在其它计算机辅助设计系统中创建的模型。ANSYS 程序还提供了完整的布尔运算,诸如相加、相减、相交、分割、粘结和重叠。在创建复杂实体模型时,对线、面、体的布尔运算操作能减少相当可观的建模工作量。ANSYS 程序还提供了拖拉、延伸、旋转、移动、拷贝等的功能,可以大大减少建模时间。

在其它 CAD 系统中建立模型可以直接输入到 ANSYS 中进行分析。它有如下优点:一是可利用已有 CAD 模型,避免重复工作;二是可利用熟悉的工具去建模。但是,从 CAD 系统中输入的模型,如果不适于网格划分则需要大量的修补工作。

在本文中因为需要建立参数化齿轮模型以进行优化设计,所以只能采用直接建模方法。

#### 4.1.5 ANSYS 静力分析步骤

1、确定结构的分析方案(线、面、体):桁架、壳、实体等;注意线性单元和高

次单元的使用；对称性等简化方法的运用；

2、根据分析的类型确定单元类型、实常量等，特别是单元类型的某些选项，对于某些分析十分重要；

3、设定材料模型；

4、采用各种方法建立模型。在进行布尔运算时特别注意运算对以后分析的影响，尤其是在某些情况下有些网格较难生成，因此对于布尔运算要慎重考虑，为解决该问题应尽量采用几何体素直接建模；

5、将材料、实常量等参数赋给模型，在某些情况下可以同时指定方向点；

6、按情况划分网格：自由网格或映射网格，设置合适的网格密度等，尤其注意网格设置；

7、在生成节点和单元后，根据实际情况定义接触单元、自由度的耦合及约束方程等；

8、施加力和约束等；

9、求解：注意设置合适的求解选项；

10、进入后处理菜单获得计算结果等；

11、评价分析结果。

#### 4.1.6 ANSYS 参数化建模功能

ANSYS 软件的主要功能包括：建立模型、结构分析、非线性分析、接触分析、结构优化等。建模时，需要先建立结构的几何模型，给出材料参数和单元类型，最后划分网格，形成结构的有限元模型。建立几何模型有自顶向下和自底向上两种方法。ANSYS 软件提供了 160 多种单元，分别对应不同的分析类型与分析材料；提供了自适应网格划分功能，程序可自动分析网格划分所带来的误差，根据误差自动细化网格。结构分析包括：静力学分析、模态分析、谐波分析、瞬态分析、响应谱分析、随机振动分析等。对于液压机类产品，为达到其性能要求，主要对其进行静力学分析。

ANSYS 提供了交互式和编程两种建模及分析的方法。这两种方法各有优缺点：利用交互式进行有限元分析，简单易用，但是使用者必须熟悉该软件；而基于编程的参数化建模及分析，第一次建模所需的时间比较长，但其功能强大，并

且一旦模型建立好以后，修改起来十分方便。以 ANSYS 的开发工具 APDL 编写参数化分析文件，将分析中所用到的参数均进行参数化，以此文件为基础进行分析，当需要新产品结构设计时，只需输入必要的、合理的参数值，即可进行自动地建模、分析和优化设计。利用 ANSYS 的参数化分析功能大大缩短了设计周期。

## 4.2 ANSYS 软件优化设计的过程与步骤

无论做任何一件工作，人们总希望在一切可能的方案中选择一个最好的方案，这就是最优化问题，可见优化设计就是一种寻找确定最优设计方案的技术。它产生于上世纪 60 年代，是应用近代数学规划论和电子计算机相结合的产物，能使一项设计在一定的技术和物质条件下寻求一个技术经济指标最佳的设计方案，它使传统的设计方法产生了变更。

设计方案的任何方面都是可以优化的，如尺寸、形状、支撑位置、制造费用、自振频率、材料特性等，实际上可以参数化的问题都可以进行优化设计。

进行优化设计首先要把实际的设计问题用数学表达式加以描述，即转化成数学模型，然后根据数学模型的特性，选择某种适当的优化计算方法及其程序，通过电子计算机，求得最优解。

如何将实际的设计问题转化为数学模型，这是优化设计首先要解决的关键问题，解决这个问题必须要考虑到哪些是设计变量，这些设计变量是否受到约束，以及问题所追寻的结果是什么，即要确定目标函数。设计变量、约束条件和目标函数是优化设计的三个基本要素。

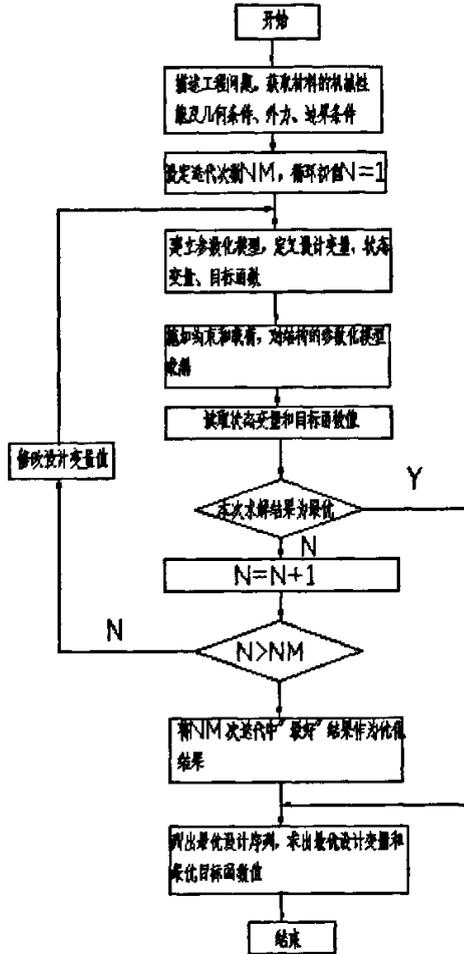


图 4-2 优化流程

Fig.4-2 Optimum flow

### 4.2.1 优化设计的相关概念

在 ANSYS 软件中,凡是能够用参数化表示的 ANSYS 选项均可进行优化设计, ANSYS 提供了两种优化方法即零阶方法 (zero-order method)和一阶方法 (first order method), 它们可以处理绝大多数的优化问题。其中零阶方法是一个很完善的处理方法,可以很有效地处理大多数的工程问题;一阶方法基于目标函数对设计变量的敏感程度,因此更加适合于精确的优化分析。

对于零阶方法和一阶方法，ANSYS 程序提供了一系列的分析—评估—修正循环过程，即对于初始设计进行分析，对分析结果就设计要求进行评估，然后修正设计，如此循环下去，直到所有的设计要求都得到满足为止。

在 ANSYS 的优化设计中包括的基本定义有：设计变量、状态变量、目标函数、合理和不合理的设计、分析文件、迭代、循环、设计序列等。

1) 设计变量“Design Variables (DVs)”：为自变量，往往是长度、厚度、直径或几何模型参数，且为一个独立参数，优化结果的取得就是通过改变设计变量的数值来实现的。每个设计变量都有上下限即边界约束，它定义了设计变量的变化范围。ANSYS 优化设计最大允许定义 60 个设计变量，用户所定义设计变量的个数就是表示优化问题的维数，并且在优化设计中，要记住设计变量必须为正值。

2) 状态变量“State Variables (SVs)”：是约束设计的数值，如应力、温度、热流率、频率、变形、吸收能、消耗时间等，它们是因变量，也是设计变量的函数。可以有上下限，也可能只有单方面的限制，ANSYS 允许用户最多可定义 100 个状态变量。在 ANSYS 软件中，状态变量是性能约束条件，即可以用设计规范中的设计公式或者通过物理学和力学的基本分析导出的约束函数来表示。

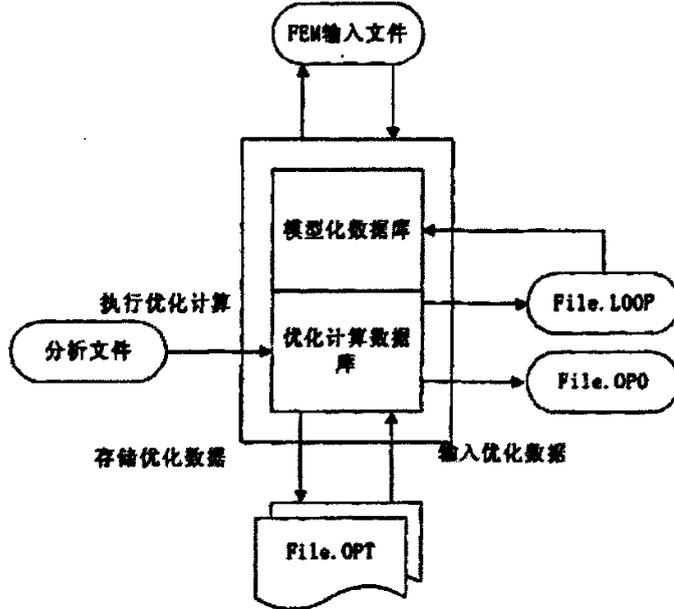


图 4-3 优化数据流向的示意图

Fig.4-3 Schematic plan of the optimized data flowing

3) 目标函数“Objective Function”: 是用户将要尽量减少的数值。它必须是设计变量的函数, 即可以通过改变设计变量的数值达到改变目标函数的数值。在 ANSYS 软件中, 用户只能定义一个目标函数, 其值必须为正。为了在优化过程中避免出现负的目标函数值, 可以将一个足够大的正值加到目标函数上。

4) 合理的设计“feasible design”: 一个合理的设计是指满足所有给定约束条件的设计, 如果其中某个约束条件不能满足, 则设计就认为是不合理的。而最优设计是既能够满足所有的约束条件又能得到最小的目标函数的设计。

5) 设计序列“design set”: 是指确定一个特定模型的参数的集合, 一般来说, 设计序列是由优化变量的数值来确定的, 所有的模型参数(包括不是优化变量的参数)组成了一个设计序列。

6) 分析文件“analysis file”: 是一个 ANSYS 的命令流文件, 包括一个完整的分析过程(即前处理、求解、后处理), 它必须是一个参数化的模型, 即用参数定义模型并指出设计变量、状态变量和目标函数, 并且这个文件会自动生成优化循环文件(Jobname. LOOP), 并在优化计算中循环处理。

7) 优化迭代“optimization iteration”: 是产生新的设计序列的一次或多次分析循环, 一般来说, 一次迭代等同于一次循环, 但对于一阶方法, 一次迭代等同于多次循环。

8) 循环“loop”: 是指一个分析周期(也可以理解为执行一次分析文件), 最后一次循环的输出存储在文件“Jobname. OPT”中。

优化数据库记录了当前的优化环境, 包括优化变量的定义、参数、所有优化设定和设计序列集合, 它存储在文件“Jobname. OPT”中, 也可以随时读入到优化处理器里, 如图 4-3 表示优化分析中数据流向。但分析文件必须作为一个单独的实体存在, 优化数据库不是 ANSYS 模型数据库的一部分。

ANSYS 的优化设计可以有两种方法来实现, 即批处理和 GUI 方式, 它们的选择可根据用户的习惯和对 ANSYS 操作命令的熟练程度来进行。一般来说, 若对 ANSYS 的命令相当熟练, 则可采用命令流的方式来进行, 这对于复杂的需用大量机时的分析任务来说, 它比较有效。另一方面, GUI 方式有更大的灵活性, 而且可以实时看到循环过程的结果。在用 GUI 方式进行优化时, 首要的是建立模型的分析文件, 以便于后续优化处理的进行, 初期交互式的操作可以帮助用户缩小设计空间的大小, 使优化过程得到更高的效率。

优化设计一般包括以下几个步骤：

- a) 生成循环所用的分析文件；
- b) 建立与分析文件中变量相对应的参数，这一步是标准的做法，但不是必须的 (BEGIN 或 OPT)；
- c) 进入 OPT，指定分析文件 (OPT)；
- d) 声明优化变量；
- e) 选择优化工具或优化方法；
- f) 指定优化循环控制方式；
- g) 进行优化分析；
- h) 查看设计序列结果 (OPT) 和后处理 (POST1/POST26) 。

## 4.2.2 优化过程具体分析步骤

### 1. 生成循环所用的分析文件

分析文件必须包括整个分析过程，而且必须满足以下条件：

- (1) 参数化建立几何模型 (PREP7)；
- (2) 求解运算 (SOLUTION)；
- (3) 提取并指定状态变量和目标函数 (POST1/POST26)。

分析文件是 ANSYS 优化设计过程中的关键部分，ANSYS 程序运用分析文件构造循环文件，进行循环分析。在 ANSYS 的优化分析中，用户的主要任务是建立分析文件，并保证分析文件的正确性和完整性。在分析文件中几何模型必须采用参数化来建立，结果也必须用参数来提取，分析文件中的分析过程要非常简练，因为不必要的命令在优化循环中会耗费大量的机时。

建立分析文件的方法有：

- (1) 用系统编辑器逐行输入；
- (2) 采用 GUI 方式操作，然后将 LOG 文件转换为分析文件。前者适合于 ANSYS 操作命令熟悉的用户，后者则适用于一般用户，但对于后者，用户必须要对 LOG 文件进行大量的修改，才能适合于优化循环。

在生成分析文件时，用户还必须要注意下面几点：

- 1) 设计变量可以在程序的任何部分初始化，一般在 PREP7 中定义。

2) 在 GUI 方式中, 有时可能会遇到直接用鼠标拾取的操作, 但应当避免在定义设计变量、状态变量和目标函数时使用鼠标操作, 而要用参数化的操作来代替。对于状态变量和目标函数的提取, 要用命令 “\*GET” 来进行, 当涉及到数据的存储、加减或其他操作时, 上述任务一般在 “POST1” 中完成。

3) 用 GUI 方式生成分析文件, 用户可以采用数据库命令流文件来进行。前者是通过命令 “LGWRITE(Utility Menu>File>Write DB Log File)”, 将数据库内部的命令流写到文件 “Jobname.LGW” 中, 它包含了生成当前模型的所有命令; 后者是采用 “Jobname.LOG” 文件作为基础文件, 用系统编辑器删除该文件中所有不必要的命令后再生成分析文件。

## II. 建立优化过程的参数

在 GUI 方式下, 优化过程中的参数一般在 ANSYS 数据库中分析文件来建立, 这样做的好处是初始参数值可以作为一阶方法的起点, 而且, 对于各种优化过程来说, 在数据库中的参数可以在 GUI 下进行操作, 便于定义优化变量, 建立数据库参数可以选择下列任一种方法来建立:

1) 读入与分析文件相关联的数据库文件 “Jobname.DB”, 可以用 “RESUME” 命令或类似的其他命令进行。

2) 将分析文件直接读入 ANSYS 进行整体分析, 可以用 “/INPUT” 命令或类似的其他命令进行, 但对于大模型, 该方法会耗费大量的机时。

3) 仅从存储的参数文件中读参数到 ANSYS 中, 参数文件必须是 “PARSAV” 命令或相类似的命令来定义, 可以用 “PARRES” 命令或类似命令读入。

4) 重新定义分析文件中存在的参数, 可用 “\*SET” 命令或相类似的命令来定义, 然后用命令 “OPVAR” 来指定优化变量。

## III. 进入 OPT 处理器, 指定分析文件

首次进入优化处理器时, ANSYS 数据库中的所有参数会自动作为设计序列 1 这些参数值假定是一个设计序列。在 GUI 方式下, 用户必须指定分析文件名, 这个文件用于生成优化循环文件 “Jobname.LOOP”, 在 ANSYS 优化处理器中, 分析文件名无缺省值, 用户必须要指定一个分析文件名, 否则将出错。并且在分析文件中, “/PREP7” 或 “/OPT” 命令必须出现在行的第一个非空字符处。在批处理方式中, 分析文件通常是批处理命令流的第一部分, 从文件的第一行到命令 “/OPT” 第一次出现时, 其缺省的分析文件名是 “Jobname.BAT”, 因此在批处理

方式一般不要指定分析文件名。

#### IV. 指定优化变量

即要求用户指定哪些是设计变量、状态变量和目标函数，对于设计变量和状态变量，用户可以指定最大和最小值，同时每一个变量都有一个公差值，这个公差值可以由用户输入，也可以选择由程序自动选取。用户可以在任意时间简单地通过重新定义参数来改变已经定义过的参数，也可以删除一个优化变量，即该变量将不作为优化变量使用，但该参数还是存在的。

#### V. 选择优化工具或优化方法

优化方法时使单个函数在控制条件下达到最小值的传统方法。有零阶方法、一阶方法和用户自定义方法。但在使用其中任何一种方法之前，用户必须要指定一个目标函数。

优化工具是搜索和处理设计空间的技术，在 ANSYS 中有单步运行、随机搜索法、等步长搜索法、乘子搜索法、最优梯度法和用户提供的方法等优化工具，并且在使用这些优化工具前，必须要指定设计变量。

#### VI. 指定优化循环控制方法

每种优化方法和优化工具都有相应的循环控制参数，因此在指定好优化方法和优化工具后，用户还要选择与其工具和方法相对应的循环控制参数。

#### VII. 进行优化分析

在进行优化分析时，优化循环文件“Jobname.LOOP”会根据分析文件生成，循环在满足下列情况时终止：收敛、中断、分析完成。

所有的优化变量和其他参数在每次迭代后将存储在优化数据文件“Jobname.OPT”中，最多可以存储 130 组这样的序列，如果已经达到 130 个序列，那么其中数据最“不好”的序列将被删除。

#### VIII. 查看设计序列结果

在优化设计完成后，用户可以列出指定序列号的参数值，或列出所有参数值的数值；也可以用图形方式显示指定的参数随迭代次数的变化，可以看出变量是如何随迭代过程变化的。同时用户也可以在“POST1”或“POST26”中对分析结果进行后处理，在缺省方式下，最后一个设计序列的结果存储在文件“Jobname.RST”或“Jobname.RTH”中，如果在运行前将命令“OPKEEP”设置为“ON”，则最佳设计序列的数据也将存储在数据库和结果文件中，最佳结果在文件“Jobname.

BEST (BRTH)”中，最佳数据库在“Jobname. BDB”中。

### 4.3 本章小结

本章介绍了有限元法的基本思想，及通用有限元分析软件 ANSYS 的静力分析、参数化建模功能，并详细介绍了利用 ANSYS 软件进行优化设计的具体过程和步骤。

## 第五章 基于 ANSYS 的齿轮泵参数化建模与优化

为了实现齿轮设计的系列化和实现同类零件的标准化设计。本章拟应用 ANSYS 软件参数化建模的功能，对齿轮齿形进行精确绘制，建立齿轮泵的参数化啮合仿真模型。并利用 ANSYS 软件的优化设计功能，以单位体积排量最小为目标函数，实现泵体结构的优化设计。

### 5.1 ANSYS 中齿轮的精确建模

#### 5.1.1 齿轮精确建模基础

##### a、渐开线齿廓的形成

齿轮齿廓的渐开线方程式是在 ANSYS 中建立精确的齿轮模型的基础。渐开线是当直线 BK 沿半径为  $r_b$  的圆周作纯滚动时，直线上任意点 K 的轨迹就是该圆的渐开线。此圆为渐开线的基圆，半径  $r_b$  为基圆半径， $\theta_k$  为渐开线上点 K 的展角， $\alpha_k$  为压力角，如图 5-1 所示。渐开线的方程式为：

$$\begin{cases} r_k = r_b / \cos \alpha_k \\ \theta_k = \text{inv} \alpha_k = \tan \alpha_k - \alpha_k \end{cases} \quad (5.1)$$

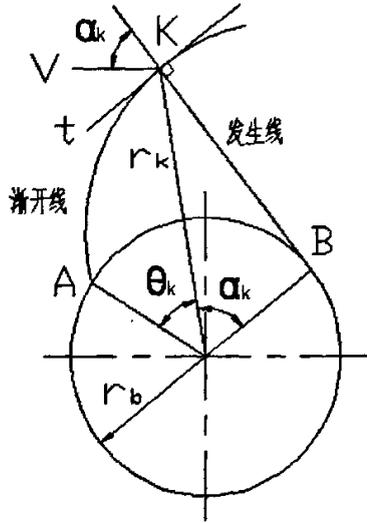


图 5-1 渐开线的形成

Fig. 5-1 Forming of involute

在齿轮建模的过程中需要用到任意半径圆周上的弦齿厚公式，可以由渐开线方程推出。图 5-2 所示为齿轮的一个轮齿，设  $S_i$  和直线 CC 分别为任意半径圆周上的弧齿厚和弦齿厚；S 为分度圆上的弧齿厚；r 和  $r_b$  分别为分度圆和基圆半径。

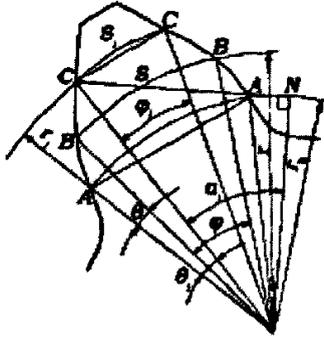


图5-2 任意半径上的弦齿厚

Fig. 5-2 String tooth thick in random radius

$$\begin{cases} S_i = r_i \varphi_i \\ CC = 2r_i \sin(\varphi_i / 2) \\ \varphi_i = \varphi - 2(\theta_i - \theta) = S/r - 2(\text{inv}\alpha_i - \text{inv}\alpha) \end{cases} \quad (5.2)$$

对于变位的齿轮，分度圆上的弧齿厚  $S$ ：

$$S = \frac{1}{2}\pi m + 2xm \tan \alpha \quad (5.3)$$

所以对于变位齿轮任意半径圆周上的弦齿厚为：

$$CC = 2r, \sin \left[ \frac{\pi m + 4xm \tan \alpha}{4r} - (inv\alpha_1 - inv\alpha) \right] \quad (5.4)$$

在 ANSYS 中，建立柱坐标系，利用式 (5.1)、(5.2)，就能精确描述渐开线齿廓。

b、大齿齿槽曲线方程<sup>[53]</sup>

摆线的定义：当与一圆固连的一点在另一定圆上纯滚动时，与动圆固连的那点的运动轨迹，称为摆线。当与动圆固连的点在动圆上时是普通摆线，在动圆内时是短幅外摆线，在动圆外时是长幅外摆线（如图 5-3 所示）。

根据上面摆线的定义，大齿齿槽由长幅外摆线和圆弧组成。长幅外摆线即相当于与节圆固连的大齿齿顶角在另一节圆上纯滚动时的轨迹。下面推导长幅外摆线的方程。

如图 5-3 所示，向径  $\overline{O_1M}$  可表示为：

$$\overline{O_1M} = \overline{O_1O'} + \overline{O'M} \quad (5.5)$$

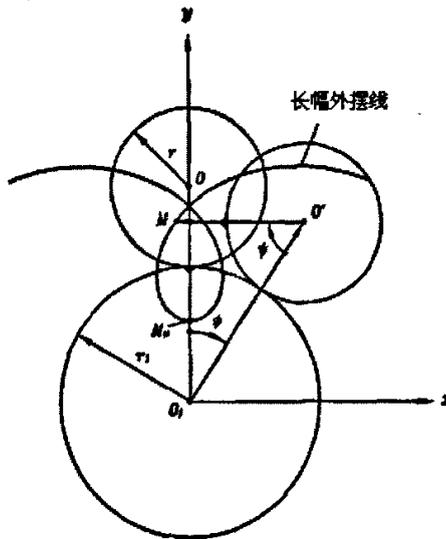


图 5-3 长幅外摆线的形成

Fig.5-3 Forming of prolate epicycloid

由于是纯滚动，因此有：

$$\psi r = \phi r_1 \quad (5.6)$$

长幅外摆线的直角坐标方程式为：

$$\begin{cases} x = \overline{O_1 O'} \sin \phi - \overline{O' M} \sin[\pi/2 - (\phi + \psi)] \\ y = \overline{O_1 O'} \cos \phi - \overline{O' M} \cos[\pi/2 - (\phi + \psi)] \end{cases} \quad (5.7)$$

由(5.6)、(5.7)并代入节圆半径，可得长幅外摆线的方程为：

$$\begin{cases} x = (r_1 + r) \sin \phi - a \sin[\phi(1 + \frac{r_1}{r})] \\ y = (r_1 + r) \cos \phi - a \cos[\phi(1 + \frac{r_1}{r})] \end{cases} \quad (5.8)$$

式中各变量的意义见图 5-3 所示。

### 5.1.2 在 ANSYS 中齿轮泵仿真模型的建立

在 ANSYS 中，并不能直接根据函数得到曲线。因此要得到齿轮的齿廓，必须先把推导出的函数曲线离散为点，然后再把这些点用样条曲线连接为线。得到一个轮齿的齿廓曲线之后，在柱坐标系下进行旋转复制即可得到其它的轮齿。然后由线生成面就可以得到一个齿轮的平面。在本文中，因为齿轮泵齿形的特殊性，先画出一个齿的齿廓曲线，然后旋转复制小齿，再在小齿基础上画出大齿齿廓，旋转复制，建立局部坐标系画出齿槽曲线，最后删除掉多余线条。由所有的线生成一个面。这样就建立起了一个齿轮的完整模型。图 5-4 是建立的二个大齿形式的齿轮泵齿轮模型，图 5-5 是三个齿的齿轮泵齿轮模型。模型中确定齿轮形状的各变量均用参数表示，并赋予一个初始值。

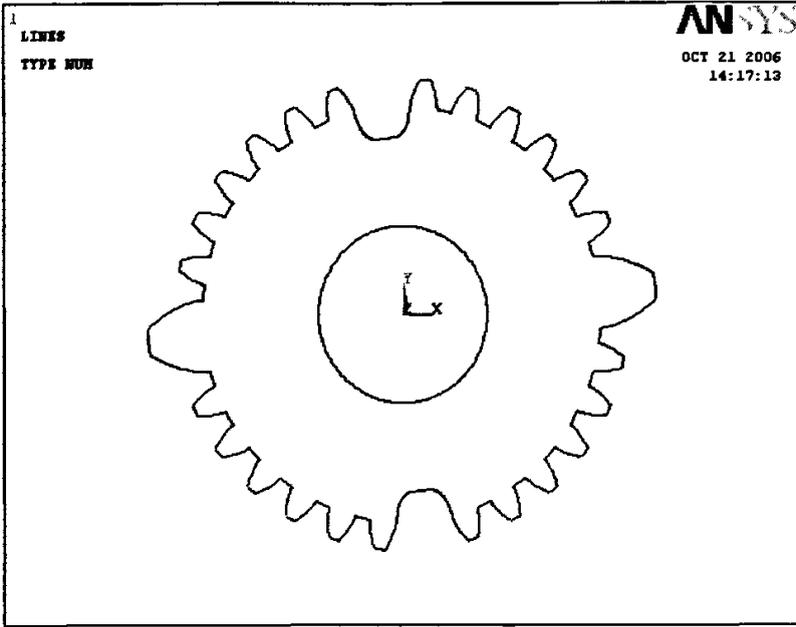


图 5-4 齿轮泵仿真模型一

Fig.5-4 Gear pump simulation model 1

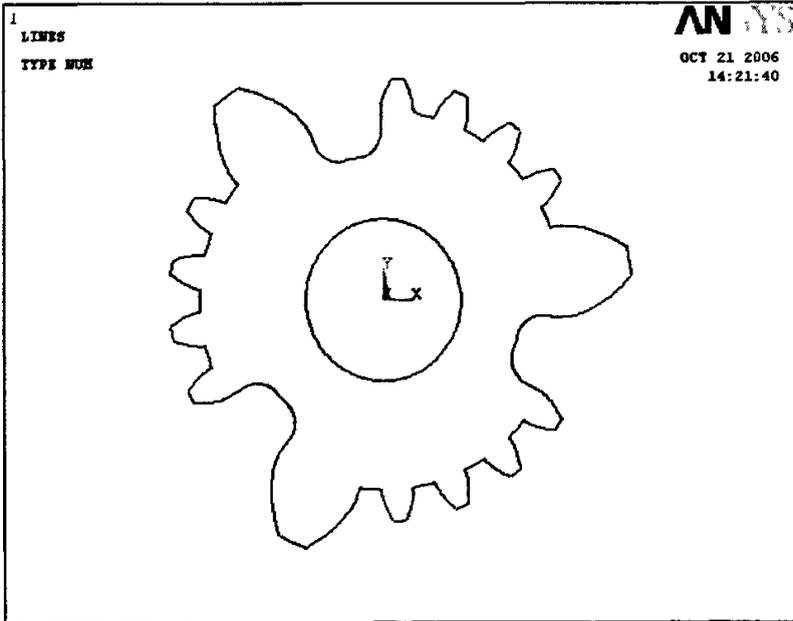


图 5-5 齿轮泵仿真模型二

Fig.5-5 Gear pump simulation model 2

## 5.2 ANSYS 中齿轮泵的有限元分析

### 5.2.1 网格划分

在 ANSYS 中网格可以分为自由网格和映射网格。自由网格对实体模型无特殊要求，对于几何模型，规则的或不规则的，都可以进行网格划分，并没有特别的准则。自由面网格可以只由四边形单元组成，也可以只由三角形组成，或由两者混合组成。映射网格划分要求体或面具有规则的形状，而且必须遵循一定的准则。与自由网格相比，映射网格只包含四边形或三角形单元。映射网格具有规则形状，单元成排规则排列。为了实现自动加载，本文采用映射网格。映射网格对模型要求较高，对于本文研究的齿轮泵，由于其特殊性，因此将齿轮划分为四部分，然后把每部分的齿廓线相连，以实现网格划分。网格划分后的结果见图 5-6、图 5-7。

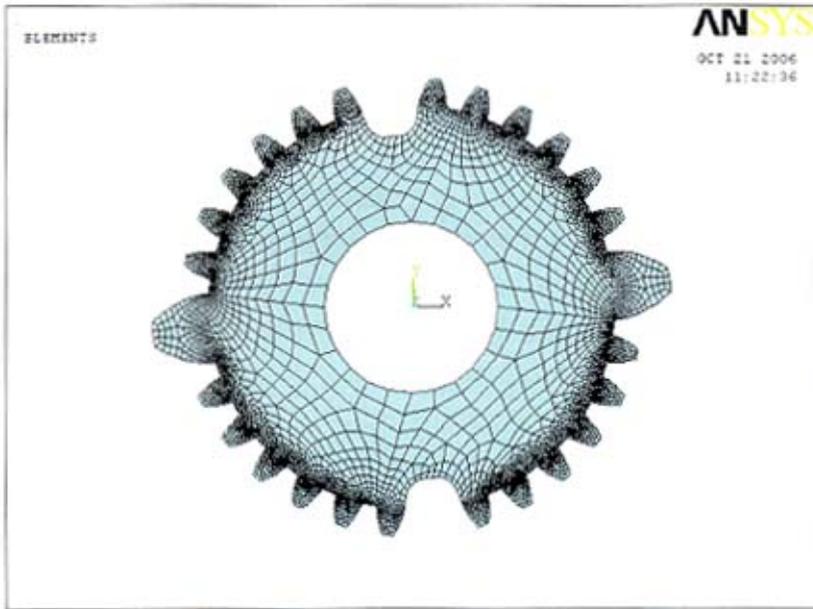


图 5-6 齿轮映射网格划分图一

Fig.5-6 Gear mapping grid division chart 1

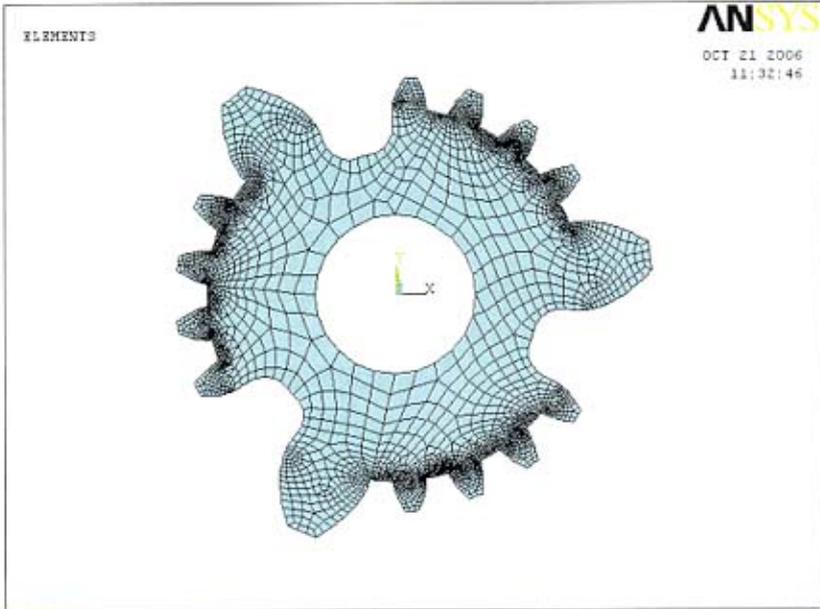


图 5-7 齿轮映射网格划分二

Fig.5-7 Gear mapping grid division chart 2

### 5.2.2 约束与加载

齿轮泵中的齿轮的主要作用是使泵输出压力油，不同于一般齿轮传动中的齿轮的作用，即齿轮泵中的齿轮副不是单纯的传动副，它还要使密闭容积连续变化来输送有压力的液体。因此，其轮齿相互啮合的载荷只是泵工作载荷的一部分。如果不加修饰的直接用泵的功率来确定名义载荷，则和泵中轮齿的实际负载工况出入较大。由于其特殊性，泵中齿轮的受力与一般齿轮传动的受力不同。下面就泵的输入扭矩、与油压力矩、啮合力矩的关系作一下分析。

#### (1) 泵的输入扭矩与油压力矩、啮合力矩的关系

齿轮泵在输出压力油时，齿轮上作用有油压力矩，见图 5-8。

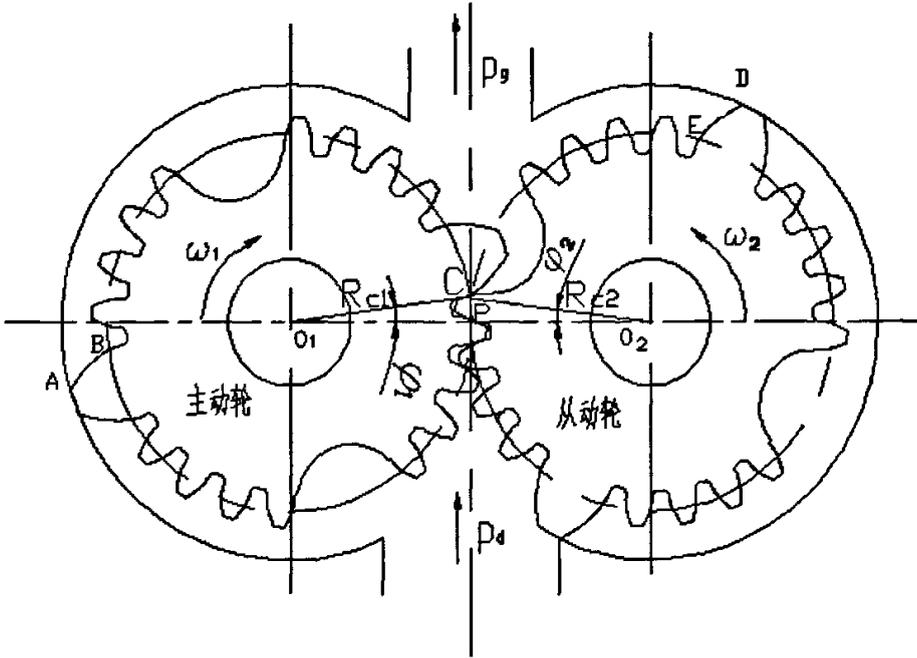


图 5-8 泵的扭矩关系示意图

Fig.5-8 Pump torque relations schematic drawing

小齿啮合时，油压力对主动轮产生的扭矩

$$M_1 = p_g B(r_a - R_{c1}) \frac{r_a + R_{c1}}{2} - p_d B(r_a - R_{c1}) \frac{r_a + R_{c1}}{2} = \frac{1}{2} B \Delta p (r_a^2 - R_{c1}^2)$$

同理，液压力对从动齿轮产生的扭矩为

$$M_2 = \frac{1}{2} B \Delta p (r_a^2 - R_{c2}^2) \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

式中  $R_{c1}$ 、 $R_{c2}$ ——分别为啮合点至主动齿轮和从动齿轮中心  $o_1$ 、 $o_2$  之距离 (m)

$r_a$ ——小齿齿顶圆半径

$p_d$ ——进油口压力

$p_g$ ——出油口压力

$\Delta p$ ——油压差

扭矩  $M_1$  通过油压力作用的齿面直接传递给主动齿轮，同样， $M_2$  传递给从动齿轮，而从动齿轮又通过啮合点 E 传递给主动齿轮。因此，主动齿轮上受的总的

扭矩为： $M = M_1 + M_2$  这个扭矩就是泵的输入扭矩。这里忽略了轴承、轴套等处的摩擦扭矩。它表明泵的输入扭矩一方面用以克服作用于主动齿轮上的油压扭矩  $M_1$ ，另一部分用以克服作用于从动齿轮上的油压扭矩即啮合力矩  $M_2$ 。从一般齿轮传动来看，对齿轮弯曲强度产生影响的只是  $M_2$ ，而不是泵的整体输入扭矩。从泵输出压力油来看，对齿轮弯曲强度产生影响的除了  $M_2$  以外，还有齿廓 AB 段和齿廓 DE 段面积上的油压力。因此，如果用啮合力矩即近似取泵理论输入扭矩的一半来计算齿轮弯曲强度，显然只考虑了啮合力矩  $M_2$  对齿轮弯曲强度的影响，而忽略了压力油压力作用齿面对齿轮弯曲强度的影响，是不合理的。

同时注意到，主动齿轮虽然承受了  $M_1$ 、 $M_2$  和压力油的作用，但对轮齿来说，在整个啮合过程中，它的两侧作用有油压力和啮合力，或者只有一侧作用有啮合力，而从动齿轮虽只承受  $M_2$  和油压力的作用，但对轮齿来说在啮合点到啮合完成过程中，油压力和啮合力始终作用在齿的同一侧。因此，从动齿轮的受力状态较主动齿轮严重得多。同时也说明了如果只用油压力对整个齿面作用来计算齿轮强度，很显然也是不准确的。它忽略了啮合力以及啮合传动时各有关系数对弯曲强度的影响。实际上，在齿轮转动输出压力油的过程中，并不存在一个齿只有一侧整个齿面作用着油压力的情况。

## (2) 载荷的计算

通过上面的分析知道，油压力和啮合力对齿轮弯曲强度都有影响，因此，在计算齿轮弯曲强度时应当同时考虑这两种力对轮齿的影响。也就是说，在计算这两种力对轮齿危险截面产生的应力时，应当将应力进行叠加，这样计算出来的齿轮弯曲强度才比较接近齿轮受力的实际情况，比较真实、准确。

另外，在齿轮啮合过程中，啮合点是不断变化的，齿轮的啮合半径  $R_{e1}$ 、 $R_{e2}$  也跟着变化。因此，扭矩  $M_1$ 、 $M_2$  以及作用于从动齿轮齿侧上的油压面积也是变化的，计算起来麻烦。为了简便，并考虑到啮合点的位置在节点附近变化，所以，在计算啮合力矩场时，近似取  $R_{e1} = R_{e2} = R$ （节圆半径）。而在计算齿侧上受油压作用对齿危险截面产生的弯矩  $M_p$  时，近似取齿顶到危险截面间的齿面所受油压力的一半作为集中力作用在节圆半径上。

### ① 啮合力

啮合力矩  $M_2$  及啮合力  $F_T$

$$M_2 = \frac{1}{2} B \Delta p (r_a^2 - R^2)$$

$$F_T = \frac{M_2}{r_b} = \frac{1}{2r_b} (r_a^2 - R^2) B \Delta p$$

啮合力在圆周上产生的切向分力，即圆周力  $F_t$

$$F_t = F_T \cos \alpha = \frac{1}{2r_b} (r_a^2 - R^2) B \Delta p \cos \alpha$$

## ② 液压力

在轮齿表面均布的液压力为：

$$f = \Delta p B (r_a - R)$$

## 5.2.3 有限元法分析齿根弯曲应力

由齿轮泵的结构特点可知，齿轮泵轮齿弯曲强度最弱的部位就是从动轮上与大齿齿槽相邻的小齿。对其加载，求解。然后在后处理程序中提取出齿根最大应力值与齿轮材料极限应力进行比较。下面给出了求解部分的命令流。

```

.....! 建模部分
ET,1,PLANE42,,,3 ! 选择单元
r,1,b ! 定义实常数，b 为齿宽
MP,EX,1,2.06e11 ! 材料弹性模量
MP,PRXY,1,0.3 ! 泊松比
MP,DENS,1,7.8e3 ! 材料密度
MSHAPE,0,2D ! 映射网格划分
AMESH,1,4,1 ! 划分网格
CSYS,1
NROTAT,ALL ! 节点坐标系旋转为整体柱坐标
/SOLU
LSEL,S,,,9*(z1-6)/4+2
SFL,9*(z1-6)/4+2,PRES,delta_p ! 在齿廓线上加压力载荷，delta_p 为进出口油压差
    
```

```

NSEL,S,LOC,X,m1*z1/5
D,ALL,,,,,UY,,,,,      ! 将齿轮轴孔周向位移固定
LOCAL,18,0,0,0,0,-(2*pi/z1+posaia2)*180/pi,0,0
CSYS,18
FK,9+4*(z1-(z1-6)/4-1)+3,FY,-((da/2)*(da/2)-d*d/4)*cos(alfa_a)*b*delta_p/db
! 在关键点施加啮合力
ALLSEL
SOLVE
FINISH
/POST1
NSORT,S,1
*GET,STRES,SORT,,MAX ! 提取最大应力值
..... ! 后处理
    
```

图 5-9 示意了齿轮泵轮齿受力后的应力云图。

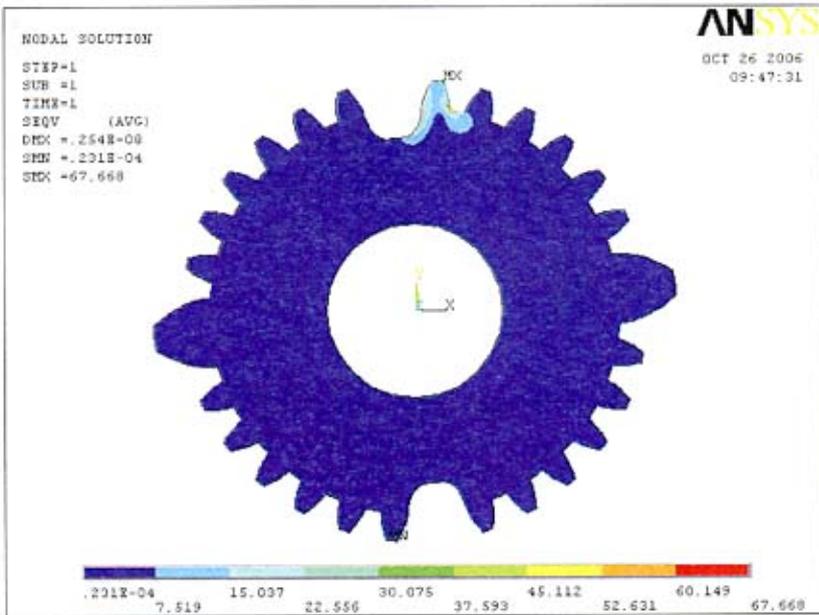


图 5-9 齿轮泵轮齿的弯曲强度分析应力云图

Fig.5-9 Gear teeth bending strength analysis stress cloud chart of gear pump

## 5.2.4 齿轮泵轮齿的接触应力分析

轮齿齿面接触强度不够，齿面将产生点蚀、剥落、塑性变形等损伤。为了防止齿面产生这些损伤，必须进行齿面的接触强度计算，限制齿面的接触应力不超过许用值。到目前为止，确定齿面接触应力时大多是利用 Hertz 公式，作近似计算，计算结果有很大差别。有限元法是分析接触问题的一种有效手段。本文是用 ANSYS 分析软件的接触分析功能对齿轮泵齿轮啮合过程中齿面的接触应力进行研究。

求解接触问题有两大困难，第一，接触区域是未知的，它依赖于载荷、材料、边界条件和其它因素。第二，大多数接触问题需要考虑摩擦，从而会导致收敛困难。一般接触问题分为两大类：刚体—柔体接触和柔体—柔体接触。在刚体—柔体接触问题中，一个或多个接触面被当作刚体（也就是说，相对于之接触的变形体来说有较高的刚度）。许多金属成型就属于这类问题。柔体—柔体接触是更普通的类型，在这类中两个接触体都是可变形，螺接的法兰盘就是柔体—柔体接触的例子。ANSYS 支持三种接触方式：面—面接触，点—面接触，点—点接触，不同的接触分析类型有不同的特点。

### 1. 点—点接触分析

用点—点接触单元来解决点—点接触问题时，必须预先知道接触点的位置，这类接触问题常常要求在两接触面之间有较小的相对滑动。如果面—面接触中的两个接触面上的节点排列成线，两面之间的相对滑动变形可以忽略不计，并且两个面的转动变形保持很小的情况，也可用点—点接触单元来解决面—面接触问题。

### 2. 面—面接触分析

可以使用面—面接触单元来模拟刚体—柔体和柔体—柔体的面—面接触。对大多数接触问题，接触向导为建立接触对提供了简单的方法。如果模型还没有被划分网络，接触向导不起作用。如果希望建立刚体—柔体的接触模型，那么在进入接触向导之前，只需给可能成为柔体接触面的部分划分网络。在涉及到两个边界的接触问题中，把一个边界作为“目标”面，而把另一个作为“接触”面。对刚体—柔体接触，“接触”面总是柔性面；对柔体—柔体的接触，接触面和目标面都是变形体，这两个面合起来叫做“接触对”，

程序通过相同的实常数来识别“接触对”。

### 3. 点一面接触分析

用点一面接触单元来模拟一个表面和一个点的接触，另外，可以通过把表面指定为一组节点，从而用点一面接触来代表表面一面的接触。ANSYS 程序的点一面接触单元允许下列非线性行为：有大变形的面一面接触分析；接触和分开；库仑摩擦滑动；热传导。使用点一面的接触单元，不需要预先知道确切的接触位置，接触面之间也不需要保持一致的网格，并且允许大的变形和大的相对滑动。

齿轮传动中两个齿轮都是体，即为柔体-柔体接触问题，可以用点一面接触分析方法来分析齿轮的接触应力情况。

#### 5.2.4.1 点一面接触分析的步骤

下面列出了典型的点一面接触分析的基本步骤

1. 建模并划分网格；
2. 识别接触对；
3. 生成接触单元；
4. 设置单元关键字和实常数；
5. 给定必须的边界条件；
6. 定义求解选项；
7. 求解；
8. 查看结果。

##### 第 1 步：建模，划分网格

在这一步中，需要建立代表接触体几何形状模型，设置单元类型，实常数和材料特性，用适当的单元类型划分网格。

命令：AMESH

VMESH

GUI: Main menu>Preprocessor>Mesh>Mapped>3 or 4 Sided

Main menu>Preprocessor>Mesh>Mapped>4 to 6 sided

##### 第 2 步：识别接触对

在变形过程中，必须知道哪里可能发生接触，一是知道潜在接触面，通过接触单元来定义它们，为了更有效地进行计算（主要指 CPU 时间），可以定义比较小的、局部的接触区域，但要保证所定义的接触区域能模拟所有必须的接触。

由于几何形状和潜在变形的多样化,可能有多个目标面和同一个接触面相互作用,在这种情况下,必须定义多个接触对,对每个表面,需要建立一个包含表面节点的组元。

命令: CM

GUI: Utility>Select>Comp/Assembly>Create Component

然后就可以使用这些表面结点,在接触面之间形成所有可能的接触元。

### 第 3 步: 生成接触单元

在生成接触单元之前,首先必须定义单元类型,对点一面的接触使用 CONTAC48(2 维)和 CONTAC49(3 维)

命令: ET

GUI: Main menu>Preprocessor>Element Type>Add/Edit/Delete

然后再定义接触单元的实常数,每个不同的接触面应该有一个不同的实常数号,即便实常数的值相同,因为使用不同的实常数号,程序能够较好的区分出是接触物体的顶面还是底面,或者是能够在不同的接触面进行较好的区分。

命令: R

RMODIF

GUI: Main menu>Preprocessor>Real Constants

接着就是在对应的接触对之间生成接触单元。

命令: GCGEN

GUI: Main menu>Preprocessor>Create>Elements>At Contact

对生成点一面的接触单元的几点注意:

- 一般来说,生成的接触单元数不能超过所需要的 2—3 倍
- 进行接触分析时在接触面上建议使用无中结点的单元。
- 每次在新的接触对之间生成接触单元时,最好指定一个新的实常数号。

### 第 4 步: 设置单元关键字和实常数

使用点一面的接触单元时,程序使用四个单元关键字和几个实常数来控制接触行为。

单元关键字:

CONTAC48 和 CONTAC49 使用下面的单元关键字

KEYOPT (1): 选择正确的自由度 (包含或不包括温度)

**KEYOPT (2):** 选择罚函数的方法或罚函数+拉格朗日方法

**KEYOPT (3):** 选择摩擦类型; 无摩擦弹性库仑摩擦或刚性库仑摩擦

**KEYOPT (7):** 选择接触时间步, 预测控制

**命令: KEYOPT**

**ET**

**GUI: Main Menu>Preprocessor>Element Type >Add/Delete**

#### 第 5 步: 加上必要的边界条件

加载过程与其它分析过程相同, 在分析期间如果两个物体分开, 那么刚度矩阵变得奇异和不可求解 (在静力分析中), 如果是刚度矩阵变得奇异程序将会给出警告信息。因此建模时, 尽量使接触体处于恰好接触的位置。

#### 第 6 步 定义求解选项

接触问题的收敛性与问题的特殊性有关, 下面给出了一些典型的, 在大多数的点一面的接触分析中采用的选项。

- 使用 **KEYOPT (7)** 来设置合适的时间步长。

- 时间步长必须是足够小的, 如果时间步长太大, 接触力的光滑传递将被破坏, 因此, 可以打开自动时间步长。

**命令: AUTOTS,On**

**GUI: Main menu>Solution>Load Stop opts>Time/Frequenc>Time &**

**Time step/Time Substps**

- 设置一个合适的平衡迭代次数, 一个合理的平衡迭代次数通常在 25 和 70 之间。

**命令: PRED**

**GUI: Main menu>Solution>Load Stop opts>Nonlinear>Predictor**

- 设置牛顿-拉普森选项到“FULL”, 同时打开自适应下降因子。

**命令: NROPT, FULL, ON**

**GUI: Main menu>solution>Analysis options**

- 在接触分析中, 许多的不收敛性是由使用了太大的接触刚度 (实常数 KN) 造成的, 在分析问题, 时必须找到一个合适的接触刚度。

#### 第 7 步: 求解

求解过程与其它分析过程相同。ANSYS 提供了 5 种求解器, 包括: 波前求

解器、雅可比共扼梯度求解器、稀疏矩阵直接求解器、预置条件共扼梯度求解器、不完全乔勒斯基共扼梯度求解器。在接触分析中,由于接触改变了网格拓扑结构,所以使用稀疏矩阵直接求解器最好,它采用直接消元法对矩阵求解,是一个适应性极广的直接求解器,尤其对那些病态矩阵,如单元形状不好的矩阵,用该求解器能克服迭代法不能求解的困难。它一般在模型为 10~15 万个自由度使用,其稳定性好,速度较快。

#### 第 8 步: 查看结果

可以采用一般的后处理器 POST1 或时间历程后处理器 POST26 来查看。

#### 5.2.4.2 齿轮泵的接触应力分析

按照上面的步骤,下面将对齿轮泵进行接触分析。

对于齿轮模型在 ANSYS 中的准确啮合,可通过复制整个齿轮配合使用 ATRAN 命令实现(如图 5-10、5-11)。命令流如下:

```
ASEL,S,,,1,4,1
LSLA,S
LOCAL,17,0,0,0,0,180/z1,0,0
CSYS,17
ATRA,0,1,4,1,,,1
AGEN,1,1,4,1,0,,,0
ATRA,17,1,4,1,,,1
LOCAL,16,0,0,0,0,90,0,0
CSYS,16
ATRA,0,1,4,1,,,1
CSYS,0
AGEN,2,1,4,1,d,,,0
ATRA,16,1,4,1,,,1
```

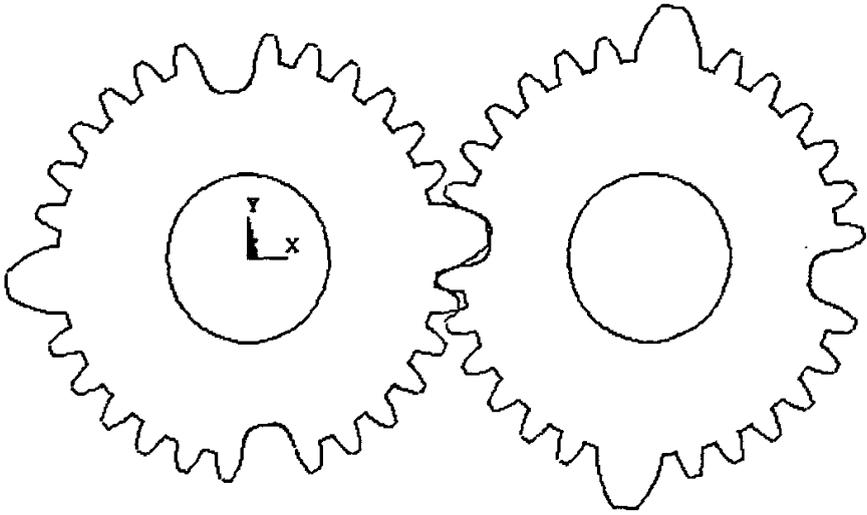


图 5.10 齿轮泵啮合仿真模型一

Fig.5.10 Gear pump meshing simulation model 1

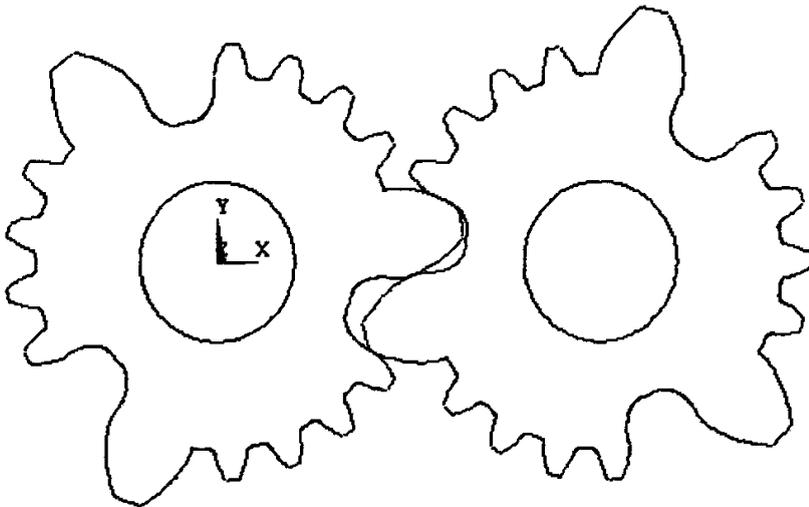


图 5.11 齿轮泵啮合仿真模型二

Fig.5-11 Gear pump meshing simulation model 2

建模完成后，定义单元类型、实常数、材料属性，进行映射网格划分。接着定义

接触对，施加边界条件和载荷并求解。这部分的命令流如下：

```
.....  
ET,2,CONTA172  
ET,3,TARGE169  
MP,EX,1,2.06E4  
MP,PRXY,1,0.3  
MP,EX,2,2.06E4  
MP,PRXY,2,0.3  
LSEL,S,,,223  
NSLL,S,1  
CM,CONTACT1,NODE  
LSEL,S,,,97  
NSLL,S,1  
CM,TARGET1,NODE  
LSEL,S,,,221  
NSLL,S,1  
CM,CONTACT2,NODE  
LSEL,S,,,98  
NSLL,S,1  
CM,TARGET2,NODE  
CMSEL,S,CONTACT1,NODE !两个对称的接触面  
TYPE,2  
ESURF  
CMSEL,S,TARGET1,NODE  
TYPE,3  
ESURF  
CMSEL,S,CONTACT2,NODE  
TYPE,2  
ESURF  
CMSEL,S,TARGET2,NODE
```

```

TYPE,3
ESURF
CSYS,1
NSEL,S,LOC ,X,m1*z1/5 ! 给两个内圆施加约束，其中左边轮是主动的，故只约束其径向，右边的全部约束
NROTAT,ALL
D,ALL,,,,,UX,,,,
D,ALL,UY,-0.2
CSYS,0
LSEL,S,,,196
LSEL,A,,,170
LSEL,A,,,138
LSEL,A,,,226
NSLL,S,1
D,ALL,,,,,,ALL,,,,
ALLSEL,ALL
ANTYPE,0
NLGEOM,1
NSUBST,20,0,0
TIME,1
SOLVE
FINISH
/POST1 ! 进入后处理

```

.....

求解完成后，就可以利用 ANSYS 软件生成的结果文件进行后处理。通过 POST1 后处理器就可以处理和显示大多数感兴趣的结果数据，如等效应力、接触应力等。图 5-12 为齿轮泵接触分析时的 von Mises 等效应力图。图 5-13 为齿轮泵接触应力图。

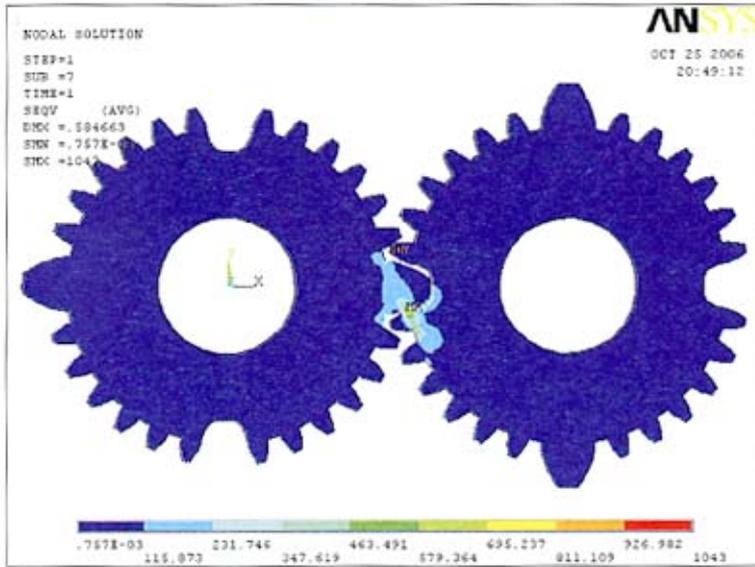


图 5-12 von Mises 等效应力图

Fig.5-12 von Mises equivalent stress drawing

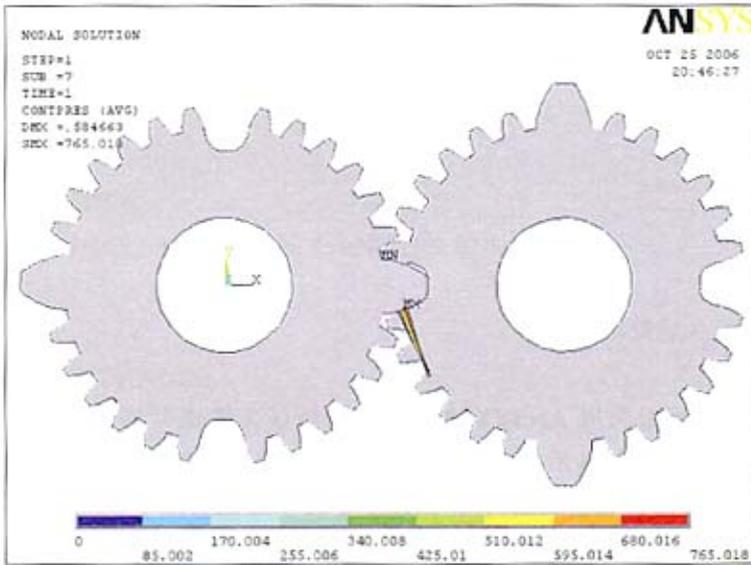


图 5-13 接触应力

Fig.5-13 Contact stress

### 5.3 基于 ANSYS 的齿轮泵优化设计

对于泵而言，由于是闭式齿轮传动，且齿轮材料选为硬齿面，如 45#钢表面淬火，所以只要对齿轮弯曲强度进行验算，用接触强度进行校核即可。因此，只需在程序中把弯曲强度作为约束条件进行优化。

按 4.2 节优化设计的步骤，可以得出这部分的命令程序如下：

```

FINISH
/CLEAR
*CREATE,SCRATCH           ! 定义宏程序
m1=2
z1=30
ha_c1=1
SIGMA=250
/prep7
.....! 建立有限元模型
*IF,m1,LE,2,THEN         ! 模数的离散化选择
m1=2
*ELSEIF,m1,LE,2.25,THEN
m1=2.25
*ELSEIF,m1,LE,2.5,THEN
m1=2.5
.....
*ELSEIF,m1,LE,6.5,THEN
m1=6.5
*ELSEIF,m1,LE,6.75,THEN
m1=6.75
*ELSE
m1=7
*ENDIF
*IF,z1,LE,18,THEN

```

```

z1=18
*ELSEIF,z1,LE,30,THEN
z1=30
*ELSEIF,z1,LE,42,THEN
z1=42
*ELSEIF,z1,LE,54,THEN
z1=54
*ELSE
z1=66
*ENDIF
.....! 求解部分
/POST1
NSORT,S,1
*GET,STRES,SORT,,MAX ! 提取最大应力
Q=(2*((da2/2)*(da2/2)-(da/2)*(da/2)+(2*ha_c1+c_c1)*m1*m1*z1))*pi*b
defn=(da2/2)*(da2/2)*pi*b/Q      ! 目标函数：单位排量的体积
FINISH
*END
*USE,SCRATCH ! 执行初始分析
/OPT
OPANL,SCRATCH ! 指定分析文件
OPVAR,DEFN,OBJ,,0.01 ! 定义目标函数
OPVAR,STRES,SV,0,SIGMA ! SIGMA 为许用应力
OPVAR,Q,SV,100,, ! 定义状态变量
.....! 定义状态变量
OPVAR,m1,dv,2,20,0.25 !定义设计变量
OPVAR,z1,dv,18,54,6
OPVAR,ha_c1,dv,0.5,1.5,0.05
OPTYPE,SUBP ! 定义零阶方法
OPLOOP,PREP,PROCESS ! 指定优化文件从/prep 开始读入

```

OPSUBP,30 ! 设定优化迭代次数  
 OPEXE ! 执行优化分析  
 OPLIST,ALL,,1 ! 列表显示设计序列

## 5.4 设计实例

为了便于与现有齿轮泵进行性能比较，现取连盛液压机械有限公司生产的 CBG3200 齿轮泵做对比分析。

CBG3200 的性能参数与尺寸如下：

排量：200ml/r 额定压力 12.5Mpa 最高压力 16Mpa 额定转速 2000r/min 齿宽 60 模数 5 齿数 20

本论文设计的大排量泵以同等排量、压力、转速、齿宽经 ANSYS 优化设计后，得到的结果如下：

齿轮材料 45#表面淬火 排量 204.33 小齿模数 2 小齿理论齿数 30 大齿模数 6 大齿理论齿数 10 大齿齿顶高系数 0.92 小齿齿顶高系数 1 单位排量体积为  $1195.6\text{mm}^3/\text{ml}$

CBG3200 泵的单位排量体积可计算得出为： $2851\text{mm}^3/\text{ml}$ ，因此，新型大排量泵比普通直齿轮泵的单位排量体积降低约 58%。

根据第二章推导的计算公式可算得，两种齿轮泵的性能对比如下表所示：

表 5-1 性能对比

Table 5-1 Performance compare

	单位排量体积	脉动率		困油容积最大变化量	
CBG3200 齿轮泵	$2851\text{mm}^3/\text{ml}$	10.94%		0.321ml	
优化后的新齿轮泵	$1195.6\text{mm}^3/\text{ml}$	小齿传动时	大齿传动时	小齿传动时	大齿传动时
		7.28%	21.98%	0.047ml	0.228ml

## 5.5 本章小结

本章详细介绍了大排量齿轮泵在 ANSYS 软件中的精确建模，及在 ANSYS 中如何实现对齿根弯曲强度和轮齿接触应力的计算校核。在 ANSYS 中对大排量齿轮泵实现了参数化建模、有限元分析、优化设计。并给出了优化后的设计实例。

## 第六章 齿轮泵的间隙优化设计

为了满足工业生产和用户的需要，就必须提高齿轮泵的性能，而齿轮泵的容积效率是决定齿轮泵性能的一个重要方面，齿轮泵的间隙决定其容积效率的大小，对齿轮泵间隙最优化设计<sup>[55]</sup>，可以使其总的功率损失最小、容积效率最高，达到提高齿轮泵性能的目的。本章拟对大排量液压齿轮泵的间隙与泄漏作详细研究，建立径向间隙和轴向间隙二元流动泄漏模型，并推导出最优间隙的计算公式。

### 6.1 径向间隙

径向间隙泄漏如图 6-1 所示，它的泄漏速度由两部分组成，一部分是由于齿两侧压差作用下，在齿顶间隙中引起的流动速度  $u_1$  (如图 6-1a)，另一部分是由于齿顶以圆周速度  $v$  运动而引起齿顶间隙  $\delta$  中液体的摩擦牵连运动  $u_2$  (如图 6-1b)，图 6-1c 是两部分速度合成为在间隙中的总速度  $u$ ，径向间隙泄漏就是由这两部分速度引起的泄漏组成。因齿顶厚  $Sa \gg \delta$ ，齿宽  $b \gg \delta$ ，故图 1c 可以简化为图 6-2 的平行流动模型。

由图 6-2 得到 Navier-Stokes 方程在  $x$  方向的分量方程：

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + \omega \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \nabla^2 u \quad (6.1)$$

式中： $p$ ——流体动压强

$\rho$ ——流体密度

其中 3 个迁移项均为零，故：

$$\frac{\partial u}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} + \nu \left[ \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (6.2)$$

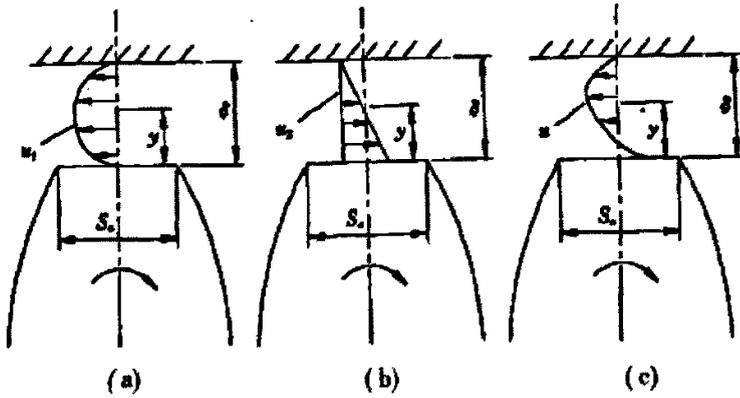


图 6-1 径向间隙泄漏速度图

Fig.6-1 Radial clearance divulging speed chart

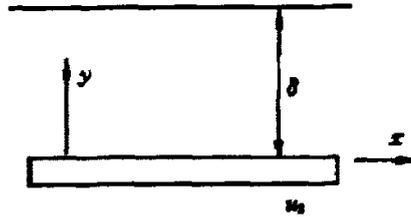


图 6-2 径向间隙模型

Fig.6-2 Radial clearance model

若流动为恒定，沿齿宽  $z$  方向上没有变化，由式(6.2)可写为：

$$\frac{dp}{dx} = \mu \frac{d^2 u}{dy^2} \quad (6.3)$$

式中： $\mu$ ——流体动力粘度

边界条件：

$$\left. \begin{aligned} y=0, u &= -\omega R_a \\ y=\delta, u &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (6.4)$$

式中： $\omega$ ——齿轮角速度

$R_a$ ——齿顶圆半径

积分式(6.3)得：

$$\mu_x = \frac{dp}{dx} \frac{y^2}{2} + C_1 y + C_2 \quad (6.5)$$

代入边界条件确定积分常数  $C_1$ ,  $C_2$  后得:

$$u = \frac{dp}{dx} \frac{y}{2\mu} (y - \delta) + \omega R_a \left[ \frac{y}{\delta} - 1 \right] \quad (6.6)$$

沿齿宽积分可得流量公式:

$$q_a = \left[ \frac{\Delta p \delta^2}{12\mu S_a} - \frac{\omega R_a}{2} \right] b\delta \quad (6.7)$$

求取径向最优间隙, 以总的功率损失最小为设计目标。由径向间隙引起的总功率损失  $P$ , 是径向间隙泄漏功率损失  $P_q$  与粘性摩擦引起的功率损失  $P_f$  之和, 即:

$$P = P_q + P_f = q_a \Delta p + P_f \quad (6.8)$$

式中:  $P_f = \tau A \omega R_a$

$A$ ——两齿轮齿顶摩擦总面积,  $A = 2bS_a$

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} = \mu \left[ \frac{\delta \Delta p}{2\mu S_a} + \frac{\omega R_a}{\delta} \right] \quad (6.9)$$

由式(6.7)、(6.8)、(6.9)可得总的功率损失:

$$P = b \left[ \frac{\delta^3 \Delta^2 p}{6\mu} + \frac{2\mu S_a \omega^2 R_a^2}{\delta} \right] \quad (6.10)$$

令:  $\frac{\partial P}{\partial \delta} = 0$

得到齿轮泵齿顶最佳间隙:

$$\delta^* = \left[ \frac{2\mu S_a \omega R_a}{\Delta p} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (6.11)$$

根据上述公式, 计算 5.4 节的设计实例, 其中液压油采用 L-HL22 普通液压油, 处于 40℃ 下工作, 经计算齿轮泵的最佳径向间隙为 0.25mm。

## 6.2 轴向间隙

对于轴向间隙泄漏  $q_a$ , 人们通常只考虑了一元的流动, 即油液从高压腔和过渡区的齿根, 经轴向间隙流入与低压腔相通的轴孔的流动, 对齿轮泵来说, 端面实际的流动情况应为二元缝隙流动, 既存在径向方向的流动  $u_r$ , 也存在圆周方向

的旋转剪切流动  $u_\theta$ 。

1) 径向方向的压差流动

由图 6-3 可以得到微元体的力平衡方程:

$$pr d\theta dz + (\tau + d\tau)r d\theta dr = (P + dp)(r + dr)d\theta dz + \tau r d\theta dr \quad (6.12)$$

代入  $\tau = \mu \frac{dv}{dz}$  整理后积分, 可以得到沿密封带速度分布规律为:

$$v = -\frac{z}{2\mu} \left[ \frac{dp}{dr} + \frac{p}{r} \right] (h - z) \quad (6.13)$$

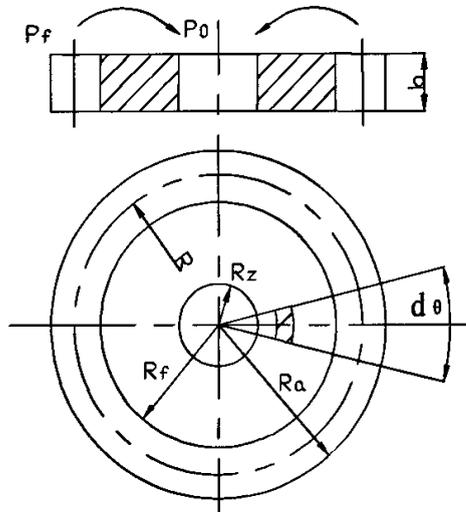


图 6-3 齿轮泵轴向间隙

Fig.6-3 The axis clearance of gear pump

轴向间隙的压差泄漏为:

$$q_2 = \int_0^h 2\pi r v dz = -\frac{\pi h^3 r}{\mu} \left[ \frac{dp}{dr} + \frac{p}{r} \right] \quad (6.14)$$

将压差平行流动视为汇流, 并分离变量积分可得:

$$q_2 = \frac{\pi h^3 \Delta p}{6\mu \ln(R_f - R_g)} \quad (6.15)$$

设高压腔包角为  $\beta_H$ , 过渡区包角为  $2\beta_g$ , 由于过渡区的油腔中压力是递减的,

所以取平均值为  $\frac{\Delta p}{2}$  可以得到单侧泄漏量为:

$$q_2 = \frac{(\beta_H + \beta_B)h^3 \Delta p}{12\mu \ln(R_f/R_s)} \quad (6.16)$$

## 2) 旋转剪切流动

由 Navier-Stokes 方程和流体连续方程 (柱坐标) 出发:

$$\left. \begin{aligned} \rho \frac{du_i}{dt} &= \rho f_i - \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ p + \frac{2}{3} \mu \nabla u \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ u \left[ \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \right] \\ \nabla u &= 0, \frac{\partial u_1}{\partial x_1} + \frac{\partial u_2}{\partial x_2} + \frac{\partial u_3}{\partial x_3} = 0 \end{aligned} \right\}$$

可以得到:

$$\frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} + \frac{\rho \omega^2 r z^2}{\mu h^2} \quad (6.17)$$

式中:  $z$ ——法向参数坐标

将式(6.17)对  $z$  积分, 并代入边界条件  $z=0, z=h$  时,  $v_r=0$ , 可以得到旋转剪切流的速度分布:

$$v_r = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dr} z(z-h) - \frac{\rho \omega^2 r}{12\mu} \left[ \frac{z^4}{h} - zh \right] \quad (6.18)$$

对式(6.18)积分并代入边界条件  $r=R_f, r=R_s$  时,  $P=0$ 。可得径向流量在高压腔和过渡腔流量为:

$$q_j = \frac{(2\beta_B + \beta_H) \rho \omega^3 h^3 (R_f^2 - R_s^2)}{80\mu \ln(R_f/R_s)} \quad (6.19)$$

## 3) 端面粘性摩擦引起的功率损失 $P_f$

在端面间隙中取环形微元, 流层间的内摩擦力为:

$$d\Gamma = \frac{2\pi\mu\omega r^2 dr}{h} \quad (6.20)$$

齿轮轴向两侧由于粘性摩擦产生的功率消耗为:

$$P_f' = 4 \int_{R_s}^{R_f} \frac{2\pi\mu\omega^2 r^3}{h} dr = 2\pi(R_f^4 - R_s^4) \mu \omega^2 / h \quad (6.21)$$

$P_f'$  为齿根圆到齿轮轴孔半径之间由于摩擦消耗的功率, 而齿顶圆和齿根圆间消耗的摩擦功率为  $P_f''$  取节圆速度为平均速度:

$$P_f'' = 4 \int_{R_f}^{R_a} \frac{\pi \mu \omega^2 R}{h} r^2 dr = \frac{4\pi}{3} (R_a^3 - R_f^3) \mu \omega^2 R / h \quad (6.22)$$

由式(6.21)、(6.22)可以得到轴向摩擦损失功率为:

$$P_f = K_f \frac{\mu \omega^2}{h} \quad (6.23)$$

$$K_f = 2\pi [(R_f^4 - R_i^4) + 2R(R_a^3 - R_f^3) / 3]$$

#### 4) 轴向最佳间隙 $h^*$

由式(6.16)和式(6.19)可得齿轮泵轴向间隙泄漏引起的功率损失为:

$$P_a = 4(q_2 - q_1) \Delta p = K_q \frac{h^3}{\mu \ln(R_f / R_i)} \Delta p$$

$$K_q = \frac{\beta_H + \beta_B}{3} \Delta P - \frac{2\beta_B + \beta_H}{20} \rho \omega^2 (R_f^2 - R_i^2) \quad (6.24)$$

令:  $\frac{\partial(P_a + P_f)}{\partial h} = 0$ , 得到轴向最佳间隙为:

$$h^* = \left[ \frac{K_f \ln(R_f / R_i)}{2K_q \Delta P} \right]^{\frac{1}{4}} (\mu \omega)^{\frac{1}{2}} \quad (6.25)$$

### 6.3 本章小结

本章对大排量液压齿轮泵的间隙与泄漏作了详细研究, 建立了径向间隙和轴向间隙二元流动泄漏模型, 并推导出最优间隙的计算公式。

## 结论与展望

本文以齿轮啮合理论为基础提出了一种新型结构的齿轮泵,对齿轮泵的工作原理、流量特性进行了详细分析。并利用 ANSYS 的参数化优化设计功能,实现了基于 ANSYS 有限元分析的齿轮泵参数优化。主要结论和创新如下:

- (1) 对普通齿轮泵的结构做了必要的改造,将运动、动力传递功能与工作容积变化功能基本分离。分离后,排量增大为同等体积条件下普通直齿轮泵的 2 倍以上。
- (2) 用“扫过面积法”对改进后的齿轮泵做了流量特性分析,困油分析,结果表明,困油程度与普通直齿轮泵相比,困油程度明显减轻。
- (3) 建立了大排量齿轮泵的优化设计模型。利用 ANSYS 软件实现了参数化建模,进行了弯曲强度和接触强度分析,并最终完成了优化设计。
- (4) 对大排量液压齿轮泵的间隙与泄漏作了详细研究,建立径向间隙和轴向间隙二元流动泄漏模型,推导出了最优间隙的计算公式。

齿轮泵的性能优化,涉及到很多研究内容,由于时间、能力、实验条件所限制,还有很多工作有待进一步深入和完善:

- (1) 大排量齿轮泵的力学模型可以建立得更精确,如齿轮泵内流场的模拟仿真。
- (2) 由于齿形的特殊性,故还得设计开发专用的刀具。
- (3) 可以考虑采用微线段渐开线齿廓等特殊齿形,进一步增大排量及改善力学性能。

## 参考文献

- [1] 褚克勤,傅理琦. 齿轮泵泵体设计点滴[J]. 拖拉机与农用运输车. 1995(2): 22-23
- [2] 殷金祥,周骥平. 斜齿齿轮泵齿轮的优化设计[J]. 机械设计与制造工程. 2001, 30(4): 7-8
- [3] 李志华,顾广华. 齿轮泵齿轮基本参数的优化设计[J]. 江西农业大学报. 1997(9): 132-136
- [4] 徐学忠. 多齿差摆线齿轮泵基本参数的优化设计[J]. 机床与液压. 2005(3):88-90
- [5] 李毅华,栾振辉. 复合齿轮泵优化设计方法研究[J]. 煤矿机械. 2004(1):34-35
- [6] 李晓宏,李阳星,李光煜等. 多从动轮齿轮泵的模糊优化设计[J]. 煤矿机械. 2004 (1):22-24
- [7] Xiaojin Fu,Guohua Yan. The Fuzzy Optimization Design of the Gear Pump[J]. International Conference on Agile Manufacturing (ICAM 2003). 2003(p.337-341)
- [8] Duke K. Improving Gear Pump Relief Groove Design[J]. Prec. Natl. Conf. Fluid power. 1976,30
- [9] 赵亮,王冬屏,任喜岩. 齿侧间隙很小时齿轮泵困油问题分析[J]. 机械工程学报. 1999.35(6): 77-80
- [10] 甘学辉,吴晓铃. 外啮合斜齿齿轮泵困油特性分析[J]. 机械传动. 2001.25 (4): 8-10
- [11] 甘学辉,吴晓铃,向平. 斜齿齿轮泵有侧隙啮合困油特性的研究[J]. 机械传动, 2002.26(2): 8-10
- [12] 臧克江,周欣,顾立志等. 降低齿轮泵困油压力新方法的研究[J]. 中国机械工程. 2004.15(7): 578-581
- [13] 杨兴胜. 齿轮泵噪声故障的排除方法[J]. 机械工程师. 2001(3)
- [14] 刘国庆,孙国民. 齿轮泵的异常噪声问题[J]. 工程机械. 1997(9)
- [15] 黎新. 低噪声齿轮传动系统的结构设计方法[J]. 机械研究与应用. 1998(2)
- [16] 曲秀全,戴恒震,宋学勇. 降低沥青齿轮泵噪声的方法[J]. 流体机械, 2001(7)
- [17] Bowes D E. Methods For charactering the Fluidborne Noise Generated By

Displacement Pumps[J].1985

- [18] G. Dalpiaz, A. Fernandez del Rincon, E. Mucchi. Modeling meshing phenomena in gear pumps[J]. 2004 Leuven Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA 2004) . 2004(p.720-734)
- [19] Stanley Baksi, Karl Grote, Nasser Harris. DYNAMIC STRESS ANALYSIS OF AN EPICYCLIC GEAR PUMP[J]. 23rd Computers and Information in Engineering Conference.Sep 2-6, 2003,Chicago, Illinois. 2003(p.319-325)
- [20] S. Neyrat, N. Orand, D. Jonquet. Modelling and Analysis of an Automatic Transmission Internal Gear Oil Pump With Cavitation[J]. 2005 SAE Noise and Vibration Conference and Exhibition. 2005(p.10-20)
- [21] 丁万荣.张世忠等.BCB-B型变量齿轮泵研制[J].机床与液压.1998(1)
- [22] 丁万荣.张世忠等.BCB-B型变量齿轮泵的变量范围[J].机床与液压.1998(2)
- [23] 吴限.关于一种新流量调节方式的齿轮泵之设想[J].机械设计.1996(8)
- [24] 祝海林,陈权邹.改变齿轮泵输出流量的途径[J].机械工程师.1999(2)
- [25] 朱寿和.变量齿轮泵[J].机械设计.1995(4)
- [26] Noah D. Manring; Suresh B. Kasaragadda. The theoretical flow ripple of an external gear pump[J]. 2002 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition.2002( p.19-27)
- [27] David Gerrard: Very Low Flows in Sharp Focus[J]. Control & Instrum, 24(2), 1992
- [28] 李尚义,刘军.低流量脉动的齿轮泵——二级并联齿轮泵的研究[J].组合机床与自动化加工技术.1987(6)
- [29] Morozumi: Development of pumps for two-phase fluid loops[J]. SAE (Society of Automotive Engineers) Transactions v 99 n Sect 1 1990 . 699-708
- [30] 余宏.非对称外齿轮泵啮合点位移分析[J].煤矿机械. 1999(9)
- [31] 许贤良,栾振辉等.复合齿轮泵的几何流量特性[J].淮南工业学院学报.1999(3)
- [32] 赵连春.许贤良等.齿轮变位对第一类复合齿轮泵流量特性的影响[J].中国矿业大学学报.1998(12)
- [33] 祝海林.行星机构式齿轮泵的性能分析[J].轻工机械, 2003(2)

- [34] 许同乐,刘清良.齿轮泵径向不平衡力的分析及正确使用[J].建材新科技.1997(2)
- [35] M. Borghi,M. Milani, F. Paltrinieri,B. Zardin. Studying the Axial Balance of External Gear Pumps[J]. Commercial Vehicle Engineering Congress and Exhibition.2005( p.521-537)
- [36] 罗骥,袁子荣等.水液压内啮合齿轮泵的设计与研究[J].中国机械工程.2003(11)
- [37] 罗骥,蔡盈等.水液压内啮合齿轮泵的制造技术分析[J].机床与液压,2003(6)
- [38] Ji LUO, Shenglin WU, Zirong YUAN .Designing and Manufacturing of Water Hydraulic Internal Gear Pump. Proceedings of the International Conference on Mechanical Engineering and Mechanics. 2005
- [39] 俞云飞.液压泵的发展展望[J].液压气动与密封.2002(2)
- [40] 马永其,孙永华.高粘度外啮合齿轮泵结构及特性分析[J].流体机械.1997,25(12),19-23
- [41] 李荣堂.内齿轮泵输送高粘度介质时的性能研究[J].石油化工设备.1994,23(6),22-26
- [42] 吴晓铃,甘学辉,侯东海.聚物流体在斜齿齿轮泵中的轴向漏流特性研究[J].机械工程学报.2004.40(2).25-29
- [43] Tadamor Z, Gogos C G, Principle of Polymer Processing[J], Wiley-Interscience Publication, 1979
- [44] 裴帮,朱继华,刘忠明..基于齿轮泵特征的齿轮齿廓自动生成及特性研究[J].机械传动.2004.28(1):17-21,58
- [45] 刘克铭,刘恒丽,赵磊生.齿轮泵齿轮参数的可视化计算[J].广西大学学报:自然科学版.2005.30(1). P.22-23,39
- [46]朱继华,裴帮,侯东海等.外啮合摆线类齿轮泵啮合原理及参数设计[J].机械传动. 2004. 28(1): 10-13
- [47] 何存兴.液压元件[M].北京:机械工业出版社.1981.04
- [48] 龚曙光,谢桂兰.ANSYS 操作命令与参数化编程[M].北京:机械工业出版社.2004.04
- [49] 胡仁喜,王庆五.ANSYS8.2 机械设计高级应用实例[M].北京:机械工业出版社

社.2005.01

- [50] 任辉启. ANSYS 7.0 工程分析实例详解[M]. 北京: 人民邮电出版社. 2003.08
- [51] 王树人. 齿轮啮合理论简明教程[M]. 天津: 天津大学出版社. 2005. 11
- [52] 刘惟信, 孟嗣宗. 机械最优化设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 1996
- [53] Faydor L. Litvin. Gear geometry and Applied theory[M]. PTR prentice Hall, Englewood cliffs. New jersey. 1994
- [54] 林建忠, 阮晓东等. 流体力学[M]. 北京: 清华大学出版社. 2005.09
- [55] 甘学辉等. 外啮合斜齿轮泵间隙优化设计[J]. 机械设计. 2002.04
- [56] <http://www.jxcad.com>
- [57] <http://www.chinavib.com>

## 攻读学位期间发表的论文

- [1] 谭伟明, 聂一彪. 共轭轮式大排量液体泵及其优化设计. 机械设计. 2006, (10): 38-40
- [2] 聂一彪, 王英杰. Logix 齿廓非圆齿轮的根切原理研究. 广东工业大学学报. 2006, (3): 18-20

## 致谢

本论文是在我的导师谭伟明教授、袁清珂教授的亲切关怀和悉心指导下完成的。在此，我衷心的感谢两位导师。他们严肃的科学态度，严谨的治学精神，精益求精的工作作风，深深地感染和激励着我。谭伟明老师是我在佛山科学技术学院的良师益友。从课题的选择到项目的最终完成，谭老师都始终给予我细心的指导和不懈的支持。三年来，谭老师不仅在学业上给我以精心指导，同时还在思想、生活上给我以无微不至的关怀，对谭老师的感激之情是无法用言语来表达的。

佛山科学技术学院叶树林教授、王宇华教授等老师为我提供了良好的研究条件，谨向他们表示诚挚的敬意与谢忱。

在此，我还要感谢在一起愉快的度过研究生生活的国际交流中心各位同学，正是由于你们的帮助和支持，我才能克服一个一个的困难和疑惑，直至本文的顺利完成。特别感谢我的同学周云鹏，他对本课题的加工方面给予我不少的帮助。感谢杨超华师兄在 ANSYS 方面给予的指导。感谢我的同学彭明仔、王英杰、张维、夏博、谢养等，三年来对我学习生活方面的关心和帮助。感谢师弟吴武彬在英语翻译方面给予的帮助。

在论文即将完成之际，我的心情无法平静，从开始进入课题到论文的顺利完成，有多少可敬的师长、同学、朋友给了我无言的帮助，在这里请接受我诚挚的谢意！

最后，谨以此文献给我的父母、姐姐和女朋友张金华。感谢我的父母二十多年对我的抚育和培养；感谢姐姐一直以来对我的支持与帮助；感谢我的女友，她的鼓励与关心是我学习生活最重要的动力。