

摘 要

内啮合齿轮泵与外啮合齿轮泵相比其流量脉动小,仅是外啮合齿轮泵流量脉动率的 1/10~1/20。此外,其结构简单紧凑,重量轻,噪声小和效率高,无困油现象。在采取补偿措施后,可达到相当高的容积效率,对介质的污染不甚敏感。

本论文以渐开线内啮合齿轮泵为研究对象,从其工作原理和几何结构出发,研究齿轮泵的强度和刚度,为进一步提高齿轮泵的性能提供理论基础。

本课题在内啮合齿轮泵结构和几何参数的基础上,对内啮合齿轮泵强度和刚度进行了深入研究。根据现在内啮合齿轮泵结构设计和使用情况,对其性能影响大的主要是齿轮轴的强度和刚度,因此本论文以齿轮轴的强度和刚度为对象开展研究。

作为一对啮合的传动齿轮副,啮合力是影响其强度和刚度的主要因素,但对于内啮合齿轮泵除了啮合力还有液压力的影响,并且液压力远大于啮合力。径向力是影响齿轮轴的强度和刚度的主要因素,径向力包括液压力产生的径向力和啮合力产生的径向力,因此,分析内啮合齿轮泵齿轮轴的受力情况是进行强度和刚度分析的基础。

本论文以内啮合齿轮泵的几何结构和工作原理为基础,参照外啮合齿轮泵的受力分析,建立了内啮合齿轮泵齿轮轴的力学模型。首先,根据其吸油和排油原理和几何结构,把受力区划分为高压区,低压区和过渡区。然后,利用计算机画图求出液压力产生的径向力,利用力的平行四边形法则求解出液压力产生的径向力和啮合力产生的径向力的合力及其方向。最后,根据计算机画图得出的结论和几何参数之间的关系,推导出齿轮轴最大径向力和最大轮齿最大弯矩的简便计算公式。

在力学分析的基础上,对齿轮轴进行了强度和刚度分析校核。齿轮轴的强度校核包括轮齿的弯曲强度,疲劳强度和齿轮轴的弯曲强度校核;齿轮轴的刚度校核包括轮齿的刚度和齿轮轴的刚度校核。

齿轮轴的强度校核和疲劳强度计算校核涉及到应力修正系数,齿形修正系数,使用系数,动载系数等许多系数,为了能准确有效的进行计算校核,本文用 VB6.0 编制了计算校核程序,并基于 Access 用 VB6.0 开发了数据库。对齿轮轴的弯曲强度和刚度校核,也用 VB6.0 编制了计算校核程序,并基于 Access 用 VB6.0 开发了数据库。

本文用有限元建模对齿轮轴进行强度和刚度校核,更详细的分析齿轮轴各部分的应力和位移变形,并与程序的结果进行了比较分析。

在设计齿轮泵时，既要进行齿轮轴强度校核又要进行齿轮轴刚度校核，但根据设计理论和使用经验，齿轮轴强度一般能满足要求，齿轮轴刚度是影响齿轮泵性能的最主要因素。齿轮轴刚度变形过大，会影响齿轮的啮合精度，增大间隙，增加泄漏，影响容积效率和齿轮泵使用寿命。为了进一步验证挠度计算校核的准确性，我们进行了齿轮轴挠度试验，并把试验结果与程序计算结果进行了比较，最终形成一套更准确的内啮合齿轮泵的刚度计算校核软件。

关键词：内啮合齿轮泵；径向力；强度；刚度

ABSTRACT

Compared with the external gear pump, the flow pulse of the internal gear pump is low, which is only $1/10\sim 1/20$ times as the flow pulse rate of the external gear pump. Besides, the internal gear pump's structure is compact, the weight is light, the noise is low, the efficiency is high, and without the trap oil phenomenon. After adopting the measure of expiation, it can attain a very high capacity efficiency and is not very sensitive to the pollution of the medium.

This dissertation mainly takes the involute internal gear pump as a research object, and daseing on its operating principle and the geometrical structure, by doing some research on the intensity and rigidity degree of the gear pump, further advance the performance of the gear pump with the theories foundation.

This topic is based upon the structure and the geometrical parameters of the internal gear pumps, and further researches on the intensity and stiffness degree of the internal gear pumps. According to the present structure design and usage circumstance, the intensity and stiffness degree of the gear shaft mainly influence the performance, so this dissertation points to the intensity and stiffness degree of the gear shaft to open the research.

Acting as a pair of meshed transmission vice-gear, the meshed force is the main factors which influence its intensity and rigidity degree, but for the internal gear pumps in addition to the meshed force , there is still the influence of the hydraulic pressure and the hydraulic pressure was far larger than the meshed force. The radial force is the leading strength that influences the intensity and stiffness degree of the gear shaft, which includes the radial force produced by the hydraulic pressure and the radial force produced by the meshed force, therefore, the power's analysis of the gear shaft belonging to the internal gear pumps is the basis of the intensity and stiffness.

This dissertation is based on the geometrical structure and operating principle, comparing with the analyzing in mechanics of the external gear pump, and then has built up the mechanics model of the gear axis of the internal gear pump. First, according to the principle of absorbing and excluding oil and geometrical structure, the force area is divided into the high pressure area, low pressure area and transition area. Then, make use of a

computer to draw maps seeking out the radial force that hydraulic pressure produces and the force parallelogram law to find out the resultant force and its direction that are brought by the radial force including the radial force produced by the hydraulic pressure and the radial force produced by the meshed force. Last, according to the relation between the conclusion and geometry parameter that the computer picture brings forward, the calculated formula can be conveniently deduced for the maximal radial force of gear wheel axis and the maximal turn of the maximal gear teeth.

On the basis of analyzing in mechanics, the intensity and stiffness have been checked to gear wheel axis. The checkup of intensity in the gear wheel axis includes curved intensity of gear teeth, the fatigue strength and curved intensity of gear wheel axis; The checkup of the stiffness in the gear wheel axis includes stiffness of gear teeth and gear wheel axis.

The checkup of intensity and fatigue strength of the gear wheel axis involves in the amendment of strain modulus, the amendment of jugged modulus, the usage modulus, the motive load modulus etc, in order to proofread accurately and effectively, this dissertation programs proofreading program and has developed a data base owing to Access with VB6.0. Besides, The checkup of the curved intensity and stiffness to gear wheel axis also has programed the proofreading program and developed a data base owing to Access using VB6.0.

The paper uses finite element method to build a model proofreading the intensity and stiffness of gear wheel axis, adequately analyses the strain and displacement distortion of every gear wheel axis part, and then analytically compares with the results of computer program.

During the period of the gear wheel pump designing, both the checkup of intensity and stiffness in gear wheel axis are all proofreaded, but, according to designing theory and using experience, the intensity of gear wheel axis can satisfy the demand commonly, so the stiffness of gear wheel axis is the most important factor that can influence the performance of gear wheel pump. But if the stiffness of gear wheel axis is too high, it can affect the meshed accuracy of gear wheel, enhance gap, increase the leakage, and affect the capacity efficiency and the usage time of gear wheel pump. In order to further validate the accuracy

of the checkup of flexibility, we have carried out flexibility experiment of the gear wheel axis and compared the results of experiment with the results of computer program, and finally developed a suit of the exactly calculated and proofreading software.

Key Words: internal gear pump, radial force, intensity, rigidity

主要符号

- K_A ——使用系数
 K_v ——动载系数
 $K_{H\beta}$ ——接触强度计算的齿向载荷分布系数
 $K_{H\epsilon}$ ——接触强度计算齿间载荷分配系数
 Z_H ——节点区域系数
 Z_E ——弹性系数 ($\sqrt{N/mm^2}$)
 Z_e ——重合度系数
 Z_β ——螺旋角系数
 u ——齿数比
 $\sigma_{H\lim}$ ——试验齿轮的接触疲劳强度
 Z_{NT} ——接触强度计算的寿命系数
 Z_L ——润滑剂系数
 Z_v ——速度系数
 Z_R ——粗糙度系数
 Z_W ——工作硬化系数
 Z_X ——接触强度计算的尺寸系数
 $S_{F\min}$ ——弯曲强度的最小安全系数
 m_n ——法向模数
 Y_F ——用于单载荷作对齿啮合区外界点时的齿形系数
 Y_β ——弯曲强度计算的螺旋角系数
 Y_{Fa} ——载荷作用于齿顶时齿形系数
 Y_{sa} ——载荷作用于齿顶时的应力修正系数
 Y_e ——弯曲强度计算的重合系数
 Y_S ——载荷作用于单对齿啮合区外界点时的应力系数
 K_A ——使用系数
 K_v ——动载系数
 $K_{F\beta}$ ——弯曲强度计算的齿向载荷分布系数
 $K_{F\alpha}$ ——弯曲强度计算的齿间载荷分配系数
 $\sigma_{F\lim}$ ——试验齿轮的齿根弯曲疲劳极限
 Y_{ST} ——试验齿轮的应力修正系数
 Y_{NT} ——弯曲强度计算的寿命系数
 $Y_{\sigma relT}$ ——相对齿根圆角敏感系数
 Y_{RrelT} ——相对齿根圆角表面状况系数
 Y_X ——弯曲强度计算的尺寸系数

原创性声明

本人郑重声明：所提交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的科研成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律责任由本人承担。

论文作者签名：高忠站 日期：2007.6.10

关于学位论文使用授权的声明

本人完全了解济南大学有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留或向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借鉴；本人授权济南大学可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或其他复制手段保存论文和汇编本学位论文。

(保密论文在解密后应遵守此规定)

论文作者签名：高忠站 导师签名：李宏伟 日期：2007.6.10

第一章 绪 论

随着液压技术的发展, 液压元件正向高压、大流量、减小体积和重量、减少管路、降低成本、提高可靠性、提高效率等方向发展^[1]。随着电子技术、计算机技术的发展, 液压技术又进一步向电液控制技术方向发展, 近几年尤其在电液比例控制方面发展迅速, 例如塑料注塑机、橡胶硫化机等, 微机控制的电液比例系统得到了普遍应用。最近又提出了变频电液比例控制技术, 更进一步向节能、安静方向发展^[2]。为满足变频技术的发展, 需要有一种低速性能好、满足中高压、低噪声、流量脉动和压力脉动低的泵源。

液压泵是液压传动系统中的能量转换装置, 将原动机转动的机械能转换成工作液体的压力能^[2], 为系统提供工作所需要的具有一定压力和流量的液体, 从而驱动系统中的各液压执行装置, 完成各项规定的动作。随着现代技术的发展, 液压传动在越来越多的场合取代了机械传动。由于齿轮泵结构简单、价格便宜, 特别是自吸性能好以及对油的污染不敏感^[2,3,4], 因而得到了较为广泛的应用。齿轮泵的主要缺点是径向液压力不平衡, 轴承寿命短, 流量脉动大, 噪声高。另外, 其排量不可调节, 使适用范围受到限制^[3]。但从另一方面考虑, 如果我们能够克服齿轮泵流量脉动大这一不足, 而又能保持上述的优点, 将会拓宽齿轮泵的应用领域。为了在提高工作效率的同时降低液压系统的噪声, 改善工作条件, 国内外厂商研制了许多新颖的低噪声液压泵。渐开线内啮合齿轮泵虽然制造工艺比较复杂, 但因其结构紧凑、对介质污染不敏感、流量脉动及压力脉动小、噪声特别低的优点, 近年来得到较快的发展, 销量直线上升^[3,4,5]。

液压泵主要分为三种: 齿轮泵、叶片泵、柱塞泵。随着液压系统的发展, 齿轮泵得到日益广泛的应用^[6]在我国三大类泵的产量中, 齿轮泵占 78.2%^[7] (见图 1.1)。

齿轮泵由于结构简单紧凑、体积小、重量轻、转速范围大、自吸性能好、对油液的污染不敏感和不容易咬

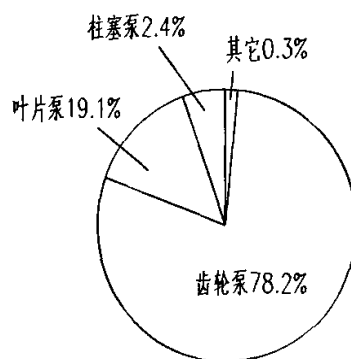


图 1.1 我国三大类泵产量比

死等优点^[8,9]，而广泛应用于机床工业、航空工业、造船工业及工程机械等各种机械的液压系统中。齿轮泵的主要缺点是径向液压力不平衡^[10]，轴承寿命短，流量脉动大，噪声高^[11,12]，并且齿轮泵的排量不可调节。

齿轮泵按其啮合性质可分为外啮合齿轮泵和内啮合齿轮泵。内啮合齿轮泵与外啮合齿轮泵相比，结构紧凑、体积小、噪声小、吸入性能好且流量脉动小，但缺点是不易加工。

由于内啮合齿轮泵的齿轮转向相同，相对滑动速度小，磨损小，因此使用寿命长，流量脉动和噪声都较小，而且内啮合齿轮泵允许使用高转速（高转速下的离心力能使油液更好地充入密封工作腔），可以获得较大的容积效率，因此内啮合齿轮泵的应用相当广泛。在某些工业发达国家，内啮合齿轮泵的产量占很大比例，有些国家内啮合齿轮泵与外啮合齿轮泵的产量比接近 1:1，而我国的内啮合齿轮泵，主要是摆线转子式的，且产量不大^[13]，至于高压渐开线内啮合齿轮泵，在我国尚属空白。

1.1 内啮合齿轮泵概述

内啮合齿轮泵是一种能量转换装置，它将机械能转换为液压能，是液压传动系统中的动力元件，为系统提供压力油液^[14]。其输入参数为机械量，输出为液压参量。

1.1.1 内啮合齿轮泵的工作原理

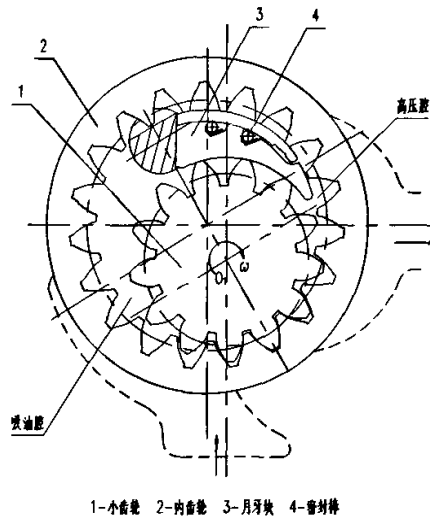


图 1.2 内啮合齿轮泵的工作原理

如图 1.2 所示，内啮合齿轮泵的主体结构由一对内啮合的渐开线齿轮组成，采用轴向间隙和径向间隙自动补偿的密封装置，从而提高了齿轮泵的容积效率，其输出功

率与输出压力随之得到大幅度提高。在渐开线内啮合齿轮泵中，小齿轮和内齿轮之间要安装一对活动的月牙块 3 和密封棒 4，以便把吸油腔与压油腔隔开。小齿轮按某一方向旋转时，内齿轮也以相同的方向旋转，轮齿脱离啮合的部分，齿间容积逐渐扩大形成真空，油液在大气压力作用下，进入吸油腔，填满各齿间^[15]，而轮齿进入啮合的地方，齿间容积逐渐缩小，形成高压腔，油液被挤压出去^[16]。

1.1.2 内啮合齿轮泵的主要性能参数

内啮合齿轮泵的主要性能参数有：压力 P、排量 V 和流量 q、转速 n、功率 N 和效率 η ^[17]等。

(1) 压力

齿轮泵的工作压力是指它的输出压力，即泵出口处的油液为了克服阻力所必需建立的压力。它随阻力的增大而升高，随阻力的减小而降低。所以，在一定程度上来说，齿轮泵的工作压力取决于外负载的大小。

一般提到齿轮泵的压力时有两种名称，即额定压力和最大压力。额定压力是指，在额定转速下，在使用寿命期限内、在保证规定的容积效率条件下，泵连续供油情况下所输出的最高压力。最大压力是指，泵在短时间内超载时所允许的极限压力，它取决于泵壳体、零件的强度及液压密封件的性能。

(2) 排量、流量和容积效率

齿轮泵的排量 V 是指，在无泄漏的情况下，泵轴每转一周，泵所排出的油液的容积。它的大小完全取决于泵密封工作腔容积的大小。

齿轮泵的流量分为理论流量 q_t 与实际流量 q。理论流量 q_t 是指，不考虑泵的泄漏情况下的流量，它取决于泵的结构参数和转速，即

$$q_t = nV$$

泵的实际流量 q 是指，泵在工作时的输出流量，这时的流量必须考虑到泵的泄漏。

泵的泄漏损失，通常用容积效率来表示，对于齿轮泵其容积效率等于实际流量与理论流量之比。即

$$\eta_v = \frac{q}{q_t} \times 100\%$$

(3) 转速

为了保证齿轮泵正常工作，驱动泵的原动机的转速应与泵的额定转速相适应。齿轮泵的额定转速是指在额定功率输出情况下，正常连续工作情况下的转速^[18]。这个转

速应基本上保持恒定,再高将使泵吸油不足而产生气穴,再低将使其相对漏损增加,容积效率降低,影响齿轮泵正常工作。由于上述因素,故对泵的转速有一定的限制。

(4) 齿轮泵的功率和效率

齿轮泵是由电机或其他原动机带动旋转的,所以它的输入量是转矩和转速,输出量是液体的压力和流量,如果齿轮泵在能量转换过程中没有能量损失,则其理论功率为液压泵的输出压力与理论流量的乘积。实际上,齿轮泵在能量转换过程中是有各种损失的,主要包括容积损失和机械损失。容积损失是指液压泵流量上的损失,机械损失是指齿轮泵在转矩上的损失。

(5) 噪声

随着齿轮泵向高速、高压、大流量和大功率方向发展,噪声问题越来越严重,目前降低齿轮泵的噪声已成为治理公害和改善劳动条件等方面的重要课题^[19]。

1.2 内啮合齿轮泵的研究现状

近年来,各国都比较重视内啮合齿轮泵的发展,而国内,认为其制造工艺比较复杂,且对油泵噪声控制要求不高,故生产和应用较少,仅生产摆线内啮合齿轮泵。近几年,通过引进国外先进技术开始了内啮合齿轮泵的研究与开发。

目前,国内主要是上海机床厂引进美国 VICKERS 公司产品生产的 GPA 型内啮合齿轮泵,内外转子间用固定月牙块隔开,无间隙补偿,排量 1.76~63mL/r,额定压力 10MPa,转速范围 500~3000r/min。上海航空发动机制造厂生产的 NB 系列直线共轭内啮合齿轮泵,内外转子间用固定月牙块隔开,无间隙补偿,排量 10~250mL/r,额定压力低压 6.3MPa,中压 12.5MPa,双级泵可达 25MPa,额定转速 1500r/min。

国际上,有德国 VOITH 公司产品,内外转子均为修正渐开线齿形,内外转子间用活动月牙块隔开,按出口压力分为中压泵 21MPa 和高压泵 33MPa。其中高压泵齿圈、齿轮端面都有间隙补偿,该泵机械效率、容积效率都比较高,排量 3.5~250mL/r,转速范围 400~3600r/min。德国 BOSCH 公司生产的内啮合齿轮泵内外转子间用活动月牙块隔开,轴向端面间隙补偿,排量 3.5~250mL/r,转速范围 600~3200r/min。还有日本的不二越公司、台湾全懋精机公司生产的中高压内啮合齿轮泵。

目前,国内外有关齿轮泵的研究主要集中在以下方面:齿轮参数^[20]及泵体结构的优化设计^[21,22];补偿面及齿间油膜的计算机辅助分析;困油冲击及卸荷措施^[23];齿轮泵噪声的控制技术^[24];降低齿轮泵的流量脉动的方法;轮齿表面涂覆技术^[25]及其特点;轮齿弯曲应力及接触疲劳强度的计算;齿轮泵的变量方法研究^[26];齿轮泵的使用寿命

及其影响因素；齿轮泵高压化的途径^[27]。

1.3 内啮合齿轮泵的发展趋势

液压传动系统正向着快响应、小体积、低噪声的方向发展，为适应这种要求，齿轮泵除积极采取措施保持其中低压定量系统、润滑系统的霸主地位外，尚需向以下几个方面发展^[11]：

(1) 高压化。随着科学技术的发展，电传动技术有了明显长足的进步，诸如电伺服电机、变频技术等出现，在低功率的范围内已对液压传动技术形成了有威胁的挑战。为了让用户在大功率的情况下优先选用或者只有选用液压传动，其中一个决定性因素就是提高使用压力，这正说明了为什么高压化的趋势，自液压技术被应用以来从未间断过，并在 21 世纪会继续发展并加大力度。液压泵压力等级的提高意味着机械体积的减小，也会使整个液压系统所用介质明显减少。这个优点在行走机械的液压传动中特别突出，因此高压泵的面大量广的应用前景之一是在工程机械方面，这一些优点会使主机体积减小或更紧凑，生产成本有所下降，而且动态性能还会提高。

(2) 低流量脉动。流量脉动将引起压力脉动，从而导致系统产生振动和噪声，这是与现代液压系统的要求不符的。内啮合齿轮泵和多齿轮泵（复合齿轮泵）都是降低流量脉动的很好的方法。

(3) 低噪声。国外早就有“安静”的液压泵之说。随着人们环保意识的增强，对齿轮泵的噪声要求越来越严格。齿轮泵的噪声主要有两部分组成，一部分是齿轮啮合过程中所产生的机械噪声，另一部分是困油冲击所产生的液压噪声。前者与齿轮的加工和安装精度有关，后者则主要取决于泵的卸荷是否彻底。对于外啮合齿轮泵，要实现完全卸荷是很困难的，因此进一步降低泵的噪声受到一定的限制。在这方面，内啮合齿轮泵因具有运转平稳、无困油现象、噪声低等特点，因此今后将会有较大发展。

(4) 大排量。对于一些要求快速运动的系统来说，大排量是必需的。但普通齿轮泵排量的提高受到很多因素的限制^[28]。这方面，平衡式复合齿轮泵具有显著优势，如 1 台三惰轮复合齿轮泵的排量相当于 6 台单泵的排量。

1.4 本论文研究的主要内容及意义

由于齿轮泵工作原理与普通的齿轮传动工作原理不同，造成泵齿轮的设计与普通传动齿轮设计有很大区别。因此，对内啮合齿轮泵的设计就不能采用普通传动齿轮的设计原则和计算公式。目前市场上流行的各种齿轮设计及强度分析软件都是针对普通

传动齿轮的，自然不能用于设计泵齿轮副。因此，开发出一套适合于内啮合齿轮泵的强度校核软件意义重大。

目前，我国石化、冶金、电力、轻工等行业的大部分大型企业的生产设备多为全套进口或大部分进口^[1]。引进设备分属国家众多，而且涉及的国外知名公司众多。由于所使用的液压件标准不同，进口齿轮泵的工作压力、流量、几何尺寸基本上与国标完全不同，使得无法用现有国产标准齿轮泵替代。我国的泵主要是进行测绘，没有一套成熟的设计软件，在进行强度设计时主要依靠经验增大安全系数来保证，这样既浪费材料，增加成本，又不能适用于新型泵的设计强度分析。

为此，本文通过对三种不同规格的内啮合齿轮泵进行研究，开发出一套适合中国国情的内啮合齿轮泵强度分析软件。

本论文的主要研究内容：

(1) 建立内啮合齿轮泵的力学模型并推导出相关公式。利用 AutoCAD 精确绘制内啮合齿轮泵的外齿轮和内齿轮的啮合视图，从其工作原理入手，研究内啮合齿轮泵的受力规律，并对高压区和低压区进行划分。

(2) 内啮合齿轮泵强度的研究。利用 VB6.0 编制强度校核程序，并用 VB6.0 开发了基于 Access 的数据库，对不同规格的内啮合齿轮泵进行强度分析校核。

(3) 内啮合齿轮泵刚度的研究。利用 VB6.0 编制刚度校核程序，并用 VB6.0 开发了基于 Access 的数据库，对不同规格的内啮合齿轮泵进行刚度分析校核。

(4) 有限元分析。通过有限元建模进行强度和刚度分析，并与程序分析结果进行比较，验证所得结论的准确性。

(5) 挠度试验。通过对三种不同规格渐开线内啮合齿轮泵的齿轮轴进行挠度试验，验证程序计算所得结果的准确性，并找出试验结果与程序计算结果之间的关系，形成一套适合于内啮合齿轮泵的具有工程实用意义的齿轮轴挠度计算校核软件。

1.5 本章小结

本章概述了齿轮泵在液压系统中的作用，阐述了内啮合齿轮泵的工作原理和主要性能参数。在总结齿轮泵研究现状及发展趋势的基础上，提出了本论文的研究的主要内容及意义。

第二章 内啮合齿轮泵力学问题的研究

齿轮泵是液压传动系统中常用的液压元件，在结构上可分为外啮合齿轮泵和内啮合齿轮泵两大类。内啮合齿轮泵具有结构紧凑、尺寸小、重量轻等优点，并且由于齿轮同向旋转，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，与外啮合齿轮泵相比内啮合齿轮泵能承受高压。

内啮合齿轮泵能否承受高压与轮齿强度和齿轮轴的刚度密切相关，但由于在内啮合齿轮泵设计中选择参数缺乏足够数据，所以用强度或许用应力作为判据时，都通过选取适当的安全系数近似控制齿轮泵的可靠性要求，考虑到计算结果和实际情况有一定偏差，为保证所要求的可靠性，需使计算允许的承载能力有必要的安全裕量，显然所取的数据越准确，计算结果与实际偏差越小，经济性和可靠性就更加统一。

影响齿轮泵强度的力主要是作用在齿轮泵齿轮轴上的径向力，它是由沿齿轮圆周液体压力产生的径向力和由齿轮啮合产生的径向力组成。过大的径向力会导致齿轮轴刚度不足，这会导致沿齿宽接触不良而产生偏载，恶化了齿轮的啮合，影响啮合的精度，降低寿命；过大的轮齿弯矩也会影响齿轮的啮合，甚至造成轮齿断裂，所以详细分析齿轮轴所受径向力，推导出最大径向力和最大弯矩及它们发生的位置，为强度和刚度计算提供更准确的数据非常重要。

2.1 内啮合齿轮泵的受力分区

内啮合齿轮泵分为高压区和低压区，由于低压区的压力与高压区相比可近似为0，为了防止低压区到高压区时压力发生太大的突变，在内啮合齿轮泵的浮动侧板上加工有连通高压区和低压区的毛细槽，这样就形成了一个过渡区，能降低齿轮泵的噪声，减小冲击，因此，根据内啮合齿轮泵的机械结构和工作原理，把内啮合齿轮泵分为高压区、过渡区和低压区，压力分区如图 2.1 所示：

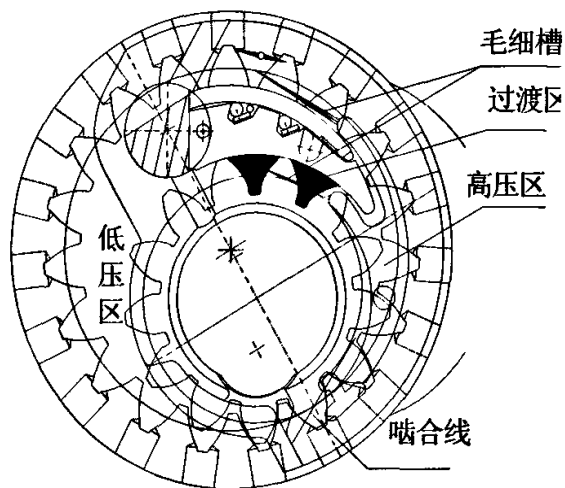


图 2.1 内啮合齿轮泵压力分区图

2.2 径向力的组成及求值

作用在齿轮泵齿轮轴上的径向力 F 是由沿齿轮圆周液体压力产生的径向力 F_p 和由齿轮啮合产生的径向力 F_f 所组成。

齿轮圆周液体压力产生的径向力 F_p 的变化规律及求值。为了计算简便，易于找出受力规律，根据内啮合齿轮泵的设计结构和工作原理，参照外啮合齿轮泵的力学模型，近似假定：

- (1) 所有液压力都作用于齿顶圆上；
- (2) 过渡区所受压力按直线规律变化；
- (3) 设低压区所受压力为 0；

其压力分布图如图 2.2 所示：

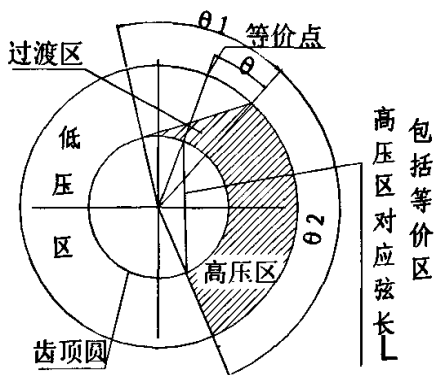


图 2.2 压力分布图

设过渡区角度为 θ_1 ，高压区角度为 θ_2 ，为了更方便的使用计算机制图找出受力规律，把过渡区等价成一个 θ 角度的高压区，这里通过公式 2.1:

$$\sin \theta = \sin \theta_1 + \frac{\cos \theta_1 - 1}{\theta_1 / 180 \cdot \pi} \quad (2.1)$$

求得 θ ，通过作图可求出高压作用区所对应的弦长，如图 2，然后由公式 2.2

$$F_p = BLP \quad (2.2)$$

求得 F_p

F_p —液压力产生的径向力

B —齿宽

P —高压区压力

L —高压区（包括过渡区等价的高压区）压力所对应的弦长

当齿轮轴每旋转一度求出 $0 \sim 27^\circ$ 共 28 个 F_p ，找出最大值及其位置。为了找出受力规律，本文对 IGP-1, IGP-2, IGP-3 三种齿轮泵进行了受力分析。三种齿轮泵齿轮轴的参数如表 2.1 所示:

表 2.1 齿轮泵的参数

齿轮泵的规格	Z_1	Z_2	$B(mm)$	$P(MPa)$	$V(ml/r)$
IGP-1	13	19	13	32	5
IGP-2	13	19	26	32	20
IGP-3	13	19	31	20	40

通过作图分析三种规格的齿轮泵，得出其液压力所产生的径向力变化规律如图 2.3

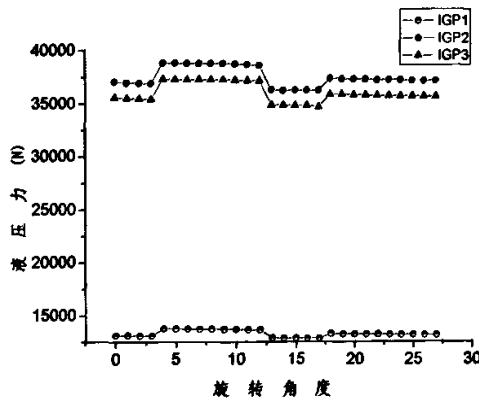


图 2.3 液压力产生的径向力的变化规律图

由图 2.3 可以看出三种不同规格的内啮合齿轮泵液压力产生的径向力随着齿轮轴旋转角度而以相同的规律变化，为了使这种变化规律更有说服力，我特意把 IGP-3 的压力选值不同于其它两个泵。

2.3 齿轮泵径向力合力的求值

啮合力产生的径向力 $F_r = T/r_b$ ， F_r 为恒力，方向沿啮合线方向且与齿轮泵转动方向相反，由图 2.4 可以推出总的径向力比液压力产生的径向力小，液压力产生的径向力与啮合力有一部分抵消，计算作用在齿轮轴上的径向力可根据公式 (2.3)

$$F = F_r + F_p \tag{2.3}$$

假定 1mm 代表 200N，利用计算机作图可求出径向力 F，如图 2.4

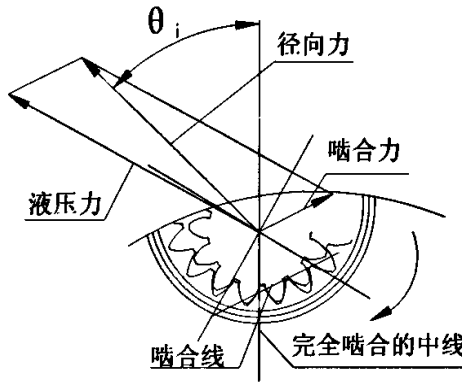


图 2.4 齿轮轴径向力求解图

由于作用在齿轮轴上的径向力越大，齿轮轴的挠度变形越大，因此推导出最大径向力和最小径向力，对齿轮轴的刚度校核具有重要的意义。三种不同规格齿轮泵的最大及最小径向力，如表 2.2（泵的未列出的参数同表 2.1）所示：

表 2.2 齿轮泵的径向力（未列参数参照表 2.1）

齿轮泵规格	F_{max} (N)	F_{min} (N)	θ_1	θ_2
IGP-1	12624	11538	55°	64°
IGP-2	35588	32564	55°	64°
IGP-3	34188	31226	55°	64°

θ_1 —径向力最大时径向力线与完全啮合中线的夹角

θ_2 —径向力最小时径向力线与完全啮合中线的夹角

F_{max} —最大径向力

F_{min} —最小径向力

由表 2.2 可以推导出三种不同规格的齿轮泵的最大、最小径向力及其发生的啮合位置。因为

$$F_p = BLP, \quad d = mz$$

式中

d —分度圆直径

L —径向力最大时高压区（包括过渡区等价的高压区）压力所对应的弦长

假设 $L = K_1 d = K_1 mz$

$$F_{\max} = K_2 F_p = K_1 K_2 BmzP \quad (2.4)$$

K_1 、 K_2 —系数；

令 $K_x = K_1 K_2$

K_x —最大径向力系数

分别把这三种不同规格齿轮泵的计算机作图所得 L 与 d 的关系， F_{\max} 与 F_p 的关系，代入式 (2.4)，近似得到 $K_1 = 1.15$ ， $K_2 = 0.92$ ， $K_x = 1.058$ 。

由此本文推出了计算最大径向力的近似公式 (3) 和径向力最大时径向力线与完全啮合中线的夹角 $\theta_1 = 55^\circ$ 。

$$F_{\max} = K_x BmzP \quad (2.5)$$

这为齿轮轴进行强度和刚度校核时提供了简捷而实用的公式。

2.4 轮齿齿根所受的最大弯矩

轮齿在受载时，齿根所受的弯矩最大，因此齿根处的弯曲疲劳强度最弱，当齿轮在齿顶处啮合时，处于双对齿啮合区，此时弯矩的力臂虽然最大，但力并不是最大，因此弯矩并不是最大。根据分析，齿根所受的最大弯矩发生在轮齿啮合点位于单对齿啮合区最高点时，因此齿根弯曲强度校核也应按载荷作用于单对齿啮合区最高点时来计算。为了获得数据准确，本文通过作图，推导出了三种不同规格的齿轮泵单对齿啮合时最大力臂的位置，推导出了计算最大弯矩的近似公式，下图 2.5 是齿轮泵单对齿啮合处于最大力臂位置时的啮合示意图。

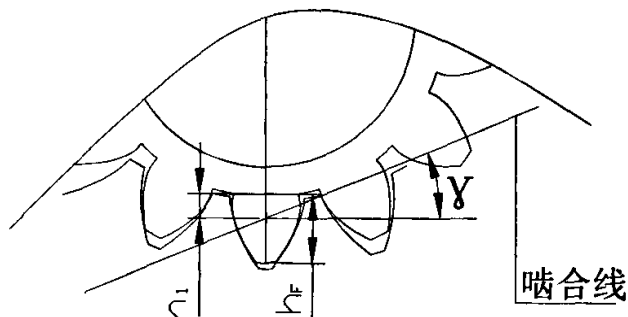


图 2.5 轮齿最大弯矩图

为了分析单齿啮合的最大力臂与全齿高的关系，列举相关参数如表 2.3（未列参数参照表 2.1）所示：

表 2.3 单齿啮合最大力臂

齿轮泵规格	h_1 (mm)	h (mm)	h_1/h_F	γ
IGP-1	1.75	4.85	0.36	22°
IGP-2	2.36	6.74	0.36	22°
IGP-3	3.24	8.75	0.36	22°

通过表 2.3 更详细的比较了三种不同规格的齿轮泵单齿啮合在最大力臂处时的相关参数。

h_1 一单齿啮合最大力臂

h_F 一小齿轮全齿高

根据机械原理，把轮齿看作悬臂梁，推出上述三种不同规格齿轮泵最大弯矩的近似公式。

因为

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{2T}{d \cos \alpha} \quad (2.6)$$

$$PVn = 2\pi Tn \quad (2.7)$$

$$d = mz \quad (2.8)$$

d 一小齿轮分度圆直径

根据材料力学弯矩的求法推出

$$M = Kk_y F_t h_1 \cos \gamma = Kk_y \frac{PVh_F \cos \gamma}{\pi mz \cos \alpha} \quad (2.9)$$

α —压力角

k_y —最大弯矩系数

$$k_y = h_1/h_F = 0.36$$

K —载荷系数

为了更有工程实用性，引用排量公式^[45]

$$V = \pi B [R_{a1}^2 - (R_{a2} - a')^2] \quad (2.10)$$

式中

R_{a1}, R_{a2} ——齿顶圆半径

a' ——变位后中心距；

把排量公式 (2.9) 代入 (2.8) 式，推出

$$M = \frac{Kk_yPBh_F [R_{a1}^2 - (R_{a2} - a')^2] \cos \gamma}{2mz \cos \alpha} \quad (2.11)$$

因此本文推出了三种不同规格齿轮泵轮齿齿根处最大弯矩公式，这为轮齿最大弯矩的分析计算提供了简捷而实用的公式。

2.5 本章小结

通过计算机制图对齿轮泵齿轮轴上的径向力进行分析，推导出了表中所列三种不同规格的内啮合齿轮泵所受的最大径向力和最小径向力及其发生的位置，并推导出了计算最大径向力的近似公式 (2.5)，简化了最大径向力的求解过程。

推导出了公式 (2.10)、(2.11)，这对齿轮泵轮齿的设计和轮齿的弯曲强度的校核提供了一种实用而简捷的计算方式。

第三章 内啮合齿轮泵齿轮轴的强度分析校核

齿轮轴的设计也和其它零件的设计相似,包括结构设计和工作能力计算两方面的内容。

齿轮轴的结构设计是根据轴上零件的安装、定位以及齿轮轴的制造工艺等方面要求,合理的确定齿轮轴的结构形式和尺寸。齿轮轴的结构设计不合理,会影响齿轮轴的工作能力和齿轮轴上零件的可靠性,还会增加齿轮轴的制造成本和齿轮轴上零件装配的困难等。因此齿轮轴的结构设计是齿轮轴设计中的重要内容,结构设计 with 齿轮轴的工作能力也是相互关联的。

齿轮轴的工作能力计算指的是齿轮轴的强度、刚度和振动稳定性等方面的计算。多数情况下,轴的工作能力主要取决于轴的强度。这时只需对轴进行强度计算,以防止断裂和塑性变形。但齿轮泵的齿轮轴不仅要进行强度校核,更要进行刚度校核,以防止工作时齿轮轴产生过大的弹性变形,从而改变了轮齿沿齿宽的正常啮合位置,降低了啮合精度,增加了油液泄漏,降低了齿轮泵的寿命。

3.1 内啮合齿轮泵齿轮轴轮齿疲劳强度校核

在齿轮啮合传动中工作轮齿磨损、点蚀、胶合都是齿面疲劳损伤的现象。轮齿在啮合过程中,齿面间的相对滑动起着形成润滑油膜的作用,而且相对滑动速度愈高,愈易在齿面间形成油膜,润滑也就愈好。当轮齿在靠近节线处啮合时,由于相对滑动速度低,形成油膜的条件差,润滑不良,摩擦力较大,特别是直齿轮传动,因此点蚀也就首先出现在靠近节线的齿根面上,然后再向其它部位扩展。从相对意义上说,也就是靠近节线处的齿根面抵抗点蚀的能力最差(即接触疲劳最低)^[29,30,31]。

齿轮接触疲劳强度计算公式^[38]:

(1) 齿轮齿面接触疲劳强度计算的基本公式为:

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_{1b}} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \quad (3.1)$$

(2) 齿面接触疲劳强度计算接触应力公式为:

$$\sigma_{H1} = Z_\beta \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{Ha}} \quad (3.2)$$

$$\sigma_{H2} = Z_D \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (3.3)$$

(3) 齿面接触疲劳强度许用接触应力公式为：

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X}{S_{H\min}} \quad (3.4)$$

由于计算齿轮接触疲劳强度涉及到大量的系数取值，特别是对不同规格的齿轮泵进行计算校核，计算量太大，因此本文根据齿轮手册关于齿轮接触疲劳强度的计算公式，并且根据内啮合齿轮泵的实际啮合情况，编制出适合内啮合齿轮泵齿轮接触疲劳强度计算校核的 VB 程序，并基于 Access 用 VB6.0 开发出数据库，从而大大简化了计算校核。程序界面如图 3.1 所示：



图 3.1 接触疲劳强度计算程序

(4) 程序的计算分析结果

由“机械原理”得知^[42]，渐开线齿廓上各点的曲率并不相同，沿工作齿廓各点所受的载荷也不同。因此计算齿面的接触强度时，就应同时考虑啮合点所受的载荷及综合曲率的大小。对端面重合度 $\varepsilon_o \leq 2$ 的直齿轮传动，以小齿轮单对齿啮合的最低点产生的接触应力为最大，通常按单对齿啮合的最低点计算接触应力比较麻烦，并且当

小齿轮齿数 $Z_1 \geq 20$ 时, 按单对齿啮合的最低点计算得的接触应力与按节点啮合计算得的接触应力极为相近。为了计算方便通常以节点啮合计算的接触应力为代表进行齿面接触强度计算校核^[36]。内啮合齿轮泵齿轮轴的齿数 $Z_1 = 13$, 小于 20, 这就提出了个疑问, 对内啮合齿轮泵是否可用节点来代替单对齿啮合最低点的接触应力呢? 本文通过程序对三种不同规格的内啮合齿轮泵进行接触强度计算校核, 为了方便对单对齿啮合的最低点计算的接触应力与按节点啮合计算的接触应力进行比较。本文选取了不同受力时接触应力的计算校核数据, 由于计算涉及到的系数多, 为了易于分析, 在这里把数据库截取为 a, b, c 三段如图 3.2 所示:

gearfatigueintensity : 表

节点区域系数	弹性系数	重合度系数	螺旋角系数	切向力	最长接触点直径	齿宽	齿数比	接触应力的基本值	单对齿啮合系数	使用系数	动载系数
1.2	199.9	0.995	1.0	2250	29.6	25.5	1.46	196 7091	1.0	1	1.01
1.2	199.9	0.995	1.0	2250	27.5	25.5	1.46	202 6647	1.0	1	1.01
1.2	199.9	0.995	1.0	3504	29.6	25.5	1.46	250 7104	1.0	1	1.01
1.2	199.9	0.995	1.0	3504	27.5	25.5	1.46	258 6754	1.0	1	1.01
1.2	199.9	0.995	1.0	4500	29.6	25.5	1.46	281 0453	1.0	1	1.01
1.2	199.9	0.995	1.0	4500	27.5	25.5	1.46	286 6111	1.0	1	1.01
1.2	199.9	0.995	1.0	3160	40.3	25	1.46	196 4942	1.0	1	1.01
1.2	199.9	0.995	1.0	3160	38.6	25	1.46	200 7643	1.0	1	1.01
1.2	199.9	0.995	1.0	5000	40.3	25	1.46	247 8952	1.0	1	1.01
1.2	199.9	0.995	1.0	5000	38.6	25	1.46	253 2352	1.0	1	1.01
1.2	199.9	0.995	1.0	5292	40.3	25	1.46	278 5494	1.0	1	1.01
1.2	199.9	0.995	1.0	5292	38.6	25	1.46	282 5725	1.0	1	1.01
1.2	199.9	0.995	1.0	4820	52.8	31	1.46	194 1552	1.0	1	1.01
1.2	199.9	0.995	1.0	4820	50.2	31	1.46	199 1196	1.0	1	1.01
1.2	199.9	0.995	1.0	7740	52.8	31	1.46	246 3345	1.0	1	1.01
1.2	199.9	0.995	1.0	7740	50.2	31	1.46	252 2854	1.0	1	1.01
1.2	199.9	0.995	1.0	9677	52.8	31	1.46	275 3033	1.0	1	1.01
1.2	199.9	0.995	1.0	9677	50.2	31	1.46	282 1376	1.0	1	1.01

a

速度系数	粗糙度系数	齿面工作硬化系数	尺寸系数	最小接触安全系数	许用接触应力	是否安全
0.95	0.9	1.0	1.0	1.25	974.7	合格
0.95	0.9	1.0	1.0	1.25	974.7	合格
0.95	0.9	1.0	1.0	1.25	974.7	合格
0.95	0.9	1.0	1.0	1.25	974.7	合格
0.95	0.9	1.0	1.0	1.25	974.7	合格
0.95	0.9	1.0	1.0	1.25	974.7	合格
0.95	0.9	1.0	1.0	1.25	974.7	合格
0.95	0.9	1.0	1.0	1.25	974.7	合格
0.95	0.9	1.0	1.0	1.25	974.7	合格
0.95	0.9	1.0	1.0	1.25	974.7	合格
0.95	0.9	1.0	1.0	1.25	974.7	合格
0.95	0.9	1.0	1.0	1.25	974.7	合格
0.95	0.9	1.0	1.0	1.25	974.7	合格
0.95	0.9	1.0	1.0	1.25	974.7	合格
0.95	0.9	1.0	1.0	1.25	974.7	合格
0.95	0.9	1.0	1.0	1.25	974.7	合格
0.95	0.9	1.0	1.0	1.25	974.7	合格
0.95	0.9	1.0	1.0	1.25	974.7	合格
0.95	0.9	1.0	1.0	1.25	974.7	合格

b

齿向载荷分布系数	齿间载荷分配系数	接触应力	接触疲劳强度	寿命系数	润滑剂系数
1.3588	1.0	232.8091	1500	1.0	0.95
1.3588	1.0	237.4196	1500	1.0	0.95
1.3588	1.0	293.7047	1500	1.0	0.95
1.3588	1.0	299.5211	1500	1.0	0.95
1.3588	1.0	329.2417	1500	1.0	0.95
1.3588	1.0	335.7619	1500	1.0	0.95
1.3588	1.0	230.1792	1500	1.0	0.95
1.3588	1.0	235.1933	1500	1.0	0.95
1.3588	1.0	290.4067	1500	1.0	0.95
1.3588	1.0	296.7327	1500	1.0	0.95
1.3588	1.0	323.9736	1500	1.0	0.95
1.3588	1.0	331.0309	1500	1.0	0.95
1.3588	1.0	227.4508	1500	1.0	0.95
1.3588	1.0	233.2666	1500	1.0	0.95
1.3588	1.0	288.2269	1500	1.0	0.95
1.3588	1.0	295.5966	1500	1.0	0.95
1.3588	1.0	322.2807	1500	1.0	0.95
1.3588	1.0	330.5213	1500	1.0	0.95

c

图 3.2 接触疲劳强度数据库

从轮齿疲劳强度的数据库图 3.2 中可以看出对于一对啮合传动齿轮副，要计算校核其轮齿接触疲劳强度，为了使结果更接近实际情况，需要考虑节点区域系数，弹性系数，重合度系数，螺旋角系数等 16 种系数。但是，对于内啮合齿轮泵的齿轮副又

不同于一般的传动齿轮副，本课题利用计算机大量绘图，找到了内啮合齿轮泵的齿轮副的啮合规律，根据齿轮手册上各个相关系数的选取条件，结合内啮合齿轮泵的实际特点，找到了一组最接近于内啮合齿轮泵的齿轮副的系数取值，使轮齿疲劳强度的计算校核程序成为适合于内啮合齿轮泵的软件。

为了更清晰的比较单对齿啮合的最低点计算的接触应力与按节点啮合计算的接触应力，在其它系数选取固定值时，分别对三种不同规格内啮合齿轮泵的接触应力随压力的变化作图如 3.3, 3.4, 3.5 所示：

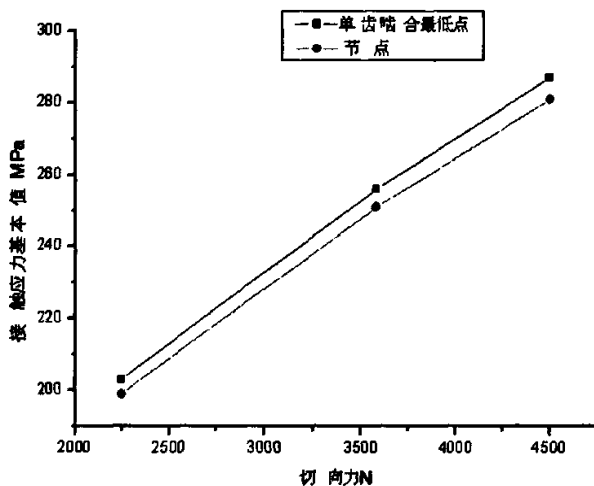


图 3.3 IGP1 接触应力

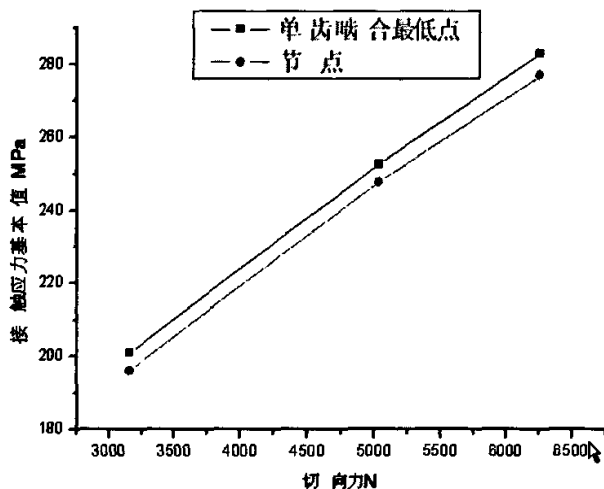


图 3.4 IGP2 接触应力

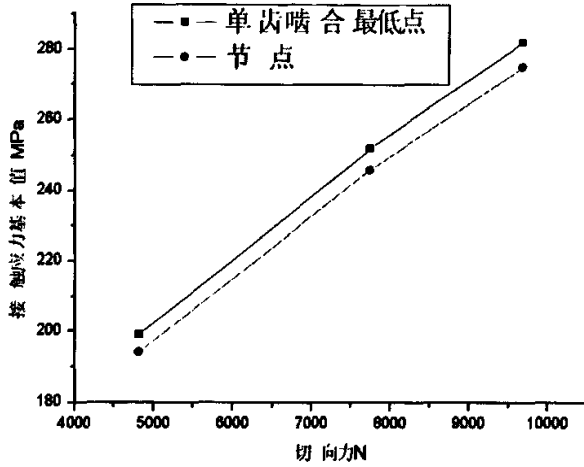


图 3.5 IGP3 接触应力

由图 3.1, 3.2, 3.3 可以看出, 对三种不同规格的内啮合齿轮泵, 按单对齿啮合的最低点计算的接触应力与按节点啮合计算的接触应力非常接近。因此对这三种不同规格的内啮合齿轮泵接触疲劳强度计算同样可以用节点处的接触强度来代替计算, 也可以利用本程序进行精确计算。

(5) 提高轮齿的接触强度

一对渐开线齿轮的啮合角公式为:

$$inv\alpha' = \frac{2tg\alpha}{(z_2 - z_1)}(x_2 - x_1) + inv\alpha \quad (3.5)$$

式中: α' ——啮合角
 α ——压力角

由上式可以知道: 当 $(x_2 - x_1)$ 很大时, 齿轮的啮合角比压力角大很多, 而由齿廓的曲率半径 $\rho = R \cos\alpha \tan\alpha'$ 可知: 当齿轮的模数、齿数、压力角一定时, 齿廓的曲率半径 ρ 是啮合角 α' 的增函数, 这样, 曲率半径 ρ 随 $(x_2 - x_1)$ 的增大而增大。当齿轮的齿宽和材料已定时, 轮齿接触面单位长度上的载荷 q 与齿面的当量弹性模量 E 是定值, 从接触压应力公式 (3.6)

$$\sigma = 0.418 \sqrt{\frac{E_q}{\rho_d}} \quad (3.6)$$

可知,

集中作用力点一节点处的接触压应力与齿廓当量曲率半径 ρ_d 的平方根成反比,

所以, 采用较大的 $(x_1 - x_2)$ 可以增加齿轮的接触强度。

3.2 齿轮弯曲强度的计算

根据设计准则, 弯曲强度计算关键在于计算出最大的弯曲应力(即齿根应力)。计算齿根应力时应首先确定最大应力截面(危险截面)的位置。求齿根应力的方法很多, 截止目前为止, 多用著名的 w. Lewis 方法^[32,33]。

根据分析, 齿根所受的最大弯矩发生在轮齿啮合点位于单对齿啮合区最高点时, 因此齿根弯曲强度校核也应按载荷作用于单对齿啮合区最高点时来计算。但是传统的计算方法是按全部载荷作用于齿顶来进行强度校核的, 显然这种方法是偏于安全的, 本文通过分析比较推导出两种计算方法的近似关系^[34,35]。

3.2.1 齿根危险截面及基础公式

确定齿根危险截面的方法有两种: 即平截面法和折截面法。多用前者, 后者较少采用。在平截面中最常用的是抛物线法及 30° 切线法。抛物线法是古典的传统方法, 它是随力作用点的变化而变化, 计算很复杂。30° 切线法和实验结果很接近, 且不随力作用点的变化, 简化了齿形系数计算, 故目前多采用 30° 切线法。在求齿根弯曲应力时应首先对齿根危险截面的应力进行分析。由图 4—1 可知, 在外力作用下轮齿存在着三种应力状态: 弯曲应力、压应力及剪切应力, 应当指出合成应力在受压一侧最大, 但试验证明弯曲疲劳裂纹首先发生在齿根受拉一侧, 因此弯曲强度计算时应按受拉侧面考虑。此外为简化计算, 忽略了对弯曲强度影响不大的剪切应力、压应力等。故在工程设计条件下, 仅计算弯曲应力亦可满足要求, 本文也仅计入弯曲应力而忽略其它应力的影响^[39,40,41]。

按传统方法计算轮齿弯曲强度时, 假定全部载荷仅由一对轮齿承担且作用于齿顶。显然, 在这种假设时, 齿根所受的弯曲力矩最大即齿根弯曲应力最大。当全部载荷作用于轮齿齿顶时的齿根危险截面分析如图 3.6 所示:

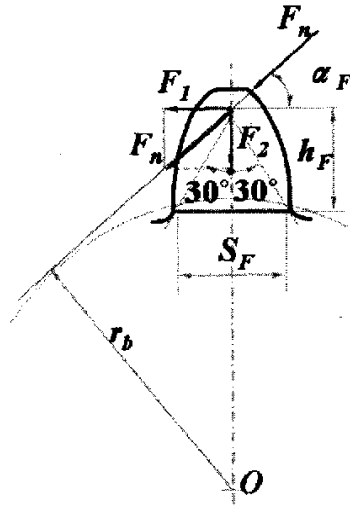


图 3.6 齿根危险截面

计算时将轮齿看作悬臂梁(如图 3.6 所示)危险截面可用 30° 切线法确定,即作与轮齿对称中心线成 30° 夹角并与齿根圆角相切的斜线,而认为两切点连线是危险截面位置(轮齿折断的实际情况与此基本相符)。危险截面处齿厚为 S_F 。法向力 F_n 与轮齿对称中心线的垂线的夹角为 α_F , F_n 可分解为

$$F_2 = F_n \sin \alpha_F \quad (3.7)$$

$$F_1 = F_n \cos \alpha_F \quad (3.8)$$

F_1 使齿根产生弯曲应力, F_2 则产生压缩应力。因 F_2 较小故通常略去不计。齿根危险截面的弯曲力矩为:

$$M = KF_n h_F \cos \alpha_F \quad (3.9)$$

式中: K 为载荷系数; h_F 为力作用于齿顶的弯曲力臂

危险截面的弯曲截面系数 W 为:

$$W = \frac{bs_F^2}{6} \quad (3.10)$$

故危险截面的弯曲应力 σ 为:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{6KF_n h_F \cos \alpha_F}{bS_F^2} \quad (3.11)$$

3.2.2 按单齿啮合最高点推导的公式

$$M = Kk_y F_n h_F \cos \gamma \quad (3.12)$$

k_y —最大弯矩系数

K —载荷系数

对上述两种弯曲强度计算方法进行比较,得按精确位置轮齿弯矩为按传统计算弯矩结果的 0.4 倍,即对这三种不同规格的齿轮泵,按传统计算弯曲强度相当于把安全系数放大了 2.5 倍。

3.2.3 考虑各种情况的计算公式

现在一般按齿轮手册的公式进行分析校核,相关计算公式为:

(1) 齿根应力的基本值:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{bm_n} Y_F Y_S Y_\beta \quad (3.13)$$

(2) 计算齿根应力:

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} \quad (3.14)$$

(3) 许用齿根应力:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\lim} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{F\min}} Y_{\delta relT} Y_{R relT} Y_X \quad (3.15)$$

(4) 弯曲强度的计算安全系数:

$$S = \frac{\sigma_{H \min} Z_{NT} Z_{L} Z_{V} Z_{R} Z_{W} Z_{X}}{\sigma_H} \quad (3.16)$$

(5) 强度条件:

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} \text{ 或 } S_F \geq S_{F \min} \quad (3.17)$$

由于计算齿轮弯曲强度涉及到大量的系数取值,特别是对不同规格的齿轮泵进行计算校核,计算量太大,因此本文根据齿轮手册关于齿轮弯曲强度的计算公式,并且根据内啮合齿轮泵的实际啮合情况,编制出适合内啮合齿轮泵齿轮弯曲强度计算校核的 VB 程序,并基于 Access 用 VB6.0 开发出数据库,从而大大简化了计算校核。弯曲强度计算程序如图 3.7 所示:



图 3.7 弯曲强度计算程序

用图 3.7 所示程序可以方便的进行轮齿弯曲强度的分析校核,从而实现了对内啮合齿轮泵轮齿弯曲强度的计算分析。为了分析三种不同规格的齿轮泵的不同压力下的弯曲强度计算值,从数据库中截取部分数据,由于数据库中系数较多,为了读者能清晰的阅读,把数据库截为 a, b, c 三段如图 3.8 所示:

gearbendingintensity : 表								
	齿形系数	齿顶应力修正系数	重合度系数	螺旋角系数	切向力	法向模数	齿宽	齿根应力基本值
▶	1.71	2.87	1.25	1	3581	2.2	25.5	3.915881E+08
	1.71	2.87	1.25	1	4500	2.2	25.5	4.920822E+08
	1.71	2.87	1.25	1	5030	3.1	26	3.828432E+08
	1.71	2.87	1.25	1	6260	3.1	26	4.78461E+08
	1.71	2.87	1.25	1	7740	4.0	31	3.829193E+08
	1.71	2.87	1.25	1	9677	4.0	31	4.787481E+08
*								

a

gearbendingintensity: 表								
	使用系数	动载系数	分布系数	分配系数	计算齿根应力	试验齿轮的应力	寿命系数	相对齿根圆角敏
▶	1	1.01	1.03	1.1	4.48106E+08	2	1.0	1.0
	1	1.01	1.03	1.1	5.631044E+08	2	1.0	1.0
	1	1.01	1.03	1.1	4.38099E+08	2	1.0	1.0
	1	1.01	1.03	1.1	5.452285E+08	2	1.0	1.0
	1	1.01	1.03	1.1	4.381861E+08	2	1.0	1.0
	1	1.01	1.03	1.1	5.478458E+08	2	1.0	1.0
*								

b

gearbendingintensity : 表						
	相对齿根表面状况	尺寸系数	弯曲疲劳极限	最小安全系数	许用齿根应力	安全系数
▶	1.00	1.0	300	1.60	3.75E+08	1.3389690481058
	1.00	1.0	300	1.60	3.75E+08	1.0655216845312
	1.00	1.0	300	1.60	3.75E+08	1.3695535321223
	1.00	1.0	300	1.60	3.75E+08	1.1004559585200
	1.00	1.0	300	1.60	3.75E+08	1.3692812879861
	1.00	1.0	300	1.60	3.75E+08	1.0951986374911
*						

c

图 3.8 弯曲强度数据库

从图 3.8 轮齿弯曲强度的数据库中可以看出对于一对啮合传动齿轮副, 要计算校核其轮齿弯曲强度, 为了使结果更接近实际情况, 需要考虑齿形系数, 齿顶应力系数, 重合度系数, 螺旋角系数等 14 种系数。但是, 对于内啮合齿轮泵的齿轮副有不同于一般的传动齿轮副, 本课题根据计算机大量绘图, 找到了内啮合齿轮泵的齿轮副的啮合规律, 根据齿轮手册上各个相关系数的选取条件, 找到了一组最接近于内啮合齿轮泵的齿轮副传动的系数取值, 使轮齿弯曲强度的计算校核程序成为适合于内啮合齿轮泵的软件。从图 3.8 弯曲强度数据库中清晰的齿轮泵与弯曲强度有关其它系数的取值情况, 也可根据实际情况进行调整, 最终形成一套适用于内啮合齿轮泵的轮齿弯

曲强度的计算软件。

3.2.4 提高齿根弯曲强度的分析

增大渐开线圆柱齿轮压力角，可提高齿根弯曲强度。由渐开线的形成原理以及渐

$$\text{开线方程 } r_k = \frac{r_b}{\cos \alpha_k} \quad (3.18)$$

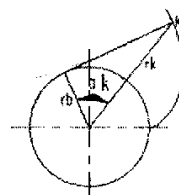
其中： r_k ——渐开线上任一点 k 的向径

r_b ——基圆半径

α_k —— k 点的压力角

$$\text{在分度圆上, } r = \frac{r_b}{\cos \alpha} \quad (3.19)$$

由图 3-3，我们从两个不同的基圆上作两条渐开线，可以看出： $r_{b1} > r_{b2}$ 而 $\alpha_1 < \alpha_2$ ，用 A_2B_2 段做齿轮齿廓，其齿轮根部齿厚要比 A_1B_1 段厚。所以说在分度圆半径不变的情况下，增大渐开线圆柱齿轮的压力角，有利于增大齿根部的齿厚，提高齿根强度。



3.5 渐开线图

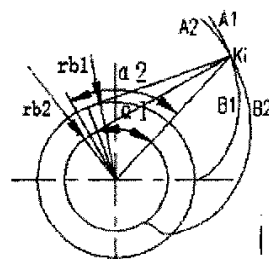


图 3.6 不同基圆上的渐开线

3.3 齿轮轴弯曲强度校核

齿轮轴既承受弯矩又承受转矩，进行弯曲强度校核时，必须先求出齿轮轴所受的弯矩和转矩，然后针对某些危险截面作弯扭合成强度校核计算。

对于滑动轴承，在计算中一般将轴当作固定铰链支撑的双支点的梁，这个假定性铰链与齿轮端面的距离取为 $X=L$ ，由材料力学的弯矩求解公式可判断齿轮轴的最大弯曲应力发生在轮齿端面，齿轮轴的受力简图如图 3.9 所示：

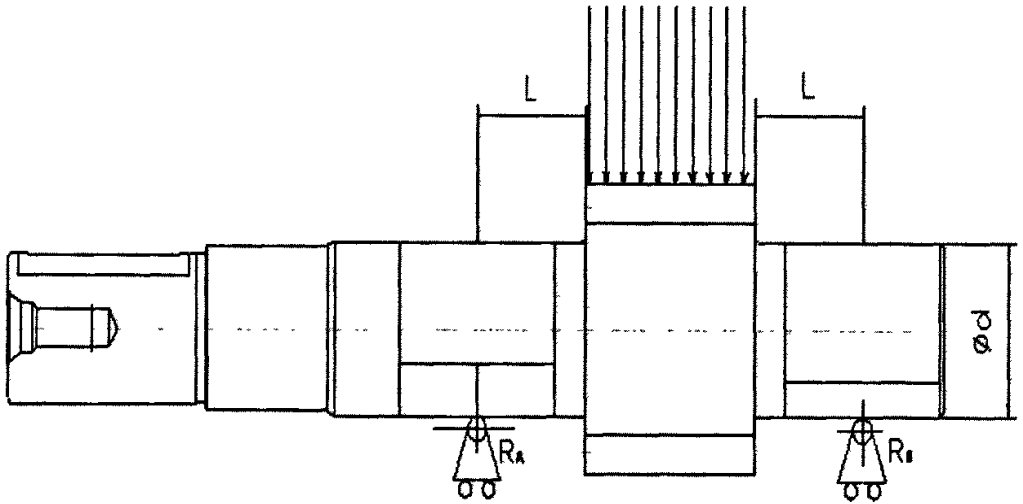


图 3.9 齿轮轴弯曲应力分析图

最大弯曲应力求解过程如下:

$$R_A = R_B = \frac{F_{\max}}{2} \quad (3.20)$$

R_A, R_B —滑动轴承处的支座反力

$$M_{\max} = R_A L \quad (3.21)$$

$$T = \frac{PV}{2\pi} \quad (3.22)$$

按第三强度理论, 计算应力

$$\sigma = \frac{1}{W} \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2} \leq [\sigma_b] \quad (3.23)$$

式中: $[\sigma_b]$ 表示齿轮轴许用弯曲应力

为了能对不同规格齿轮泵的齿轮轴进行弯曲强度校核, 保证计算结果的准确可靠, 根据齿轮轴弯曲强度的计算公式编制了 VB 程序, 并基于 Access 用 VB6.0 开发了相应的数据库, 程序界面如图 3.10 所示:

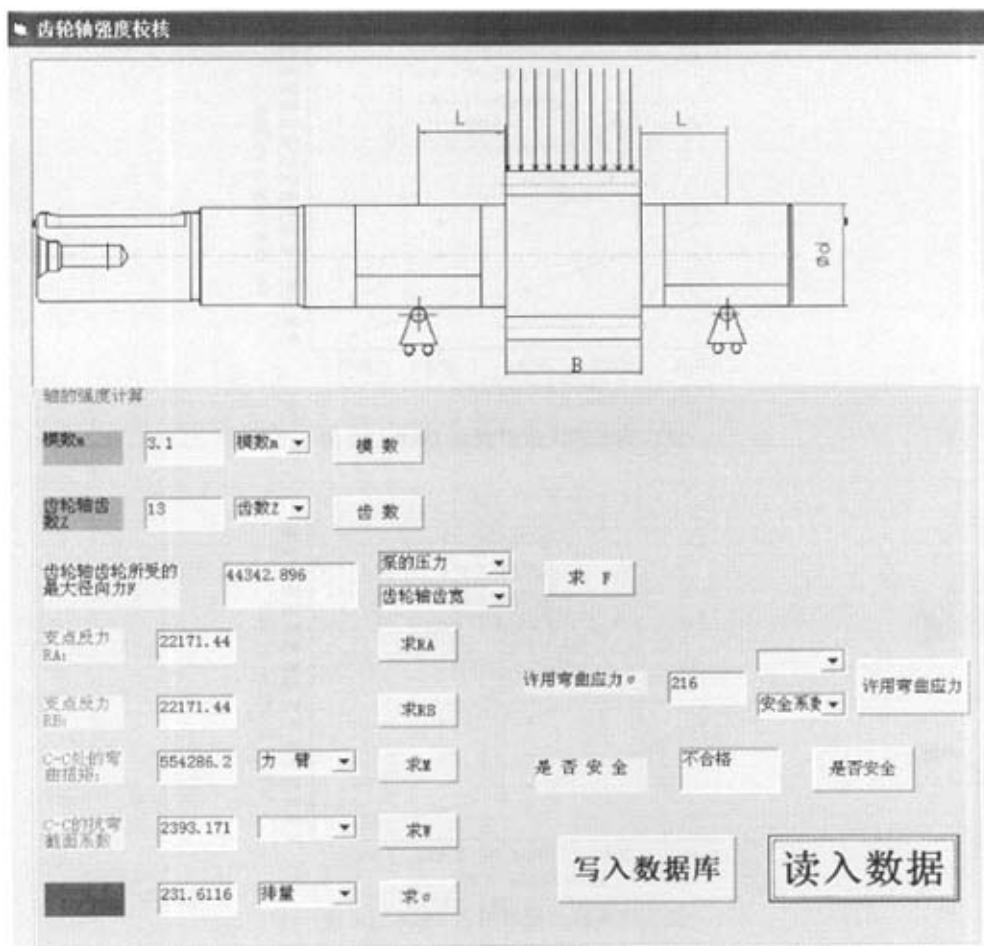


图 3.10 齿轮轴弯曲强度计算程序

由程序界面可以看出对于模数和齿数相同的齿轮泵，齿轮轴弯曲应力与压力、排量和齿宽的变化都有关，为了找出齿轮轴弯曲应力与压力、排量和齿宽的关系，我选取 IGP1, IGP2, IGP3 三种不同规格的内啮合齿轮泵为研究对象，对于每一种内啮合齿轮泵，分别选取 $P=20\text{MPa}$, $P=32\text{MPa}$, $P=40\text{MPa}$ 三种压力，用图 3.10 所示程序进行计算，推导出应力在一定压力下，随排量（齿宽）的变化规律，如图 3.11, 3.12, 3.13 所示：

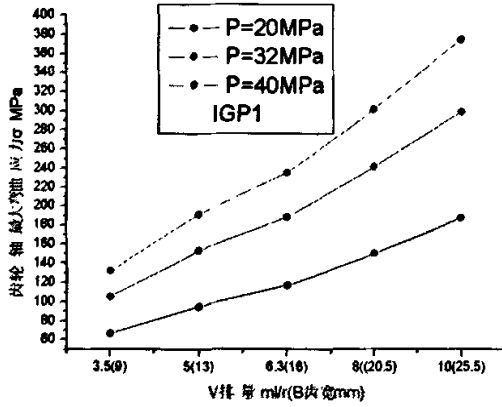


图 3.11 IGP1 齿轮轴最大弯曲应力图

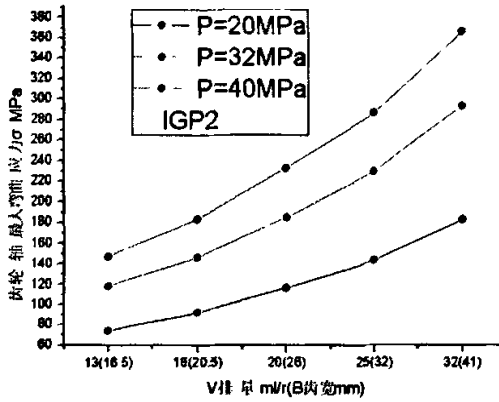


图 3.12 IGP2 齿轮轴最大弯曲应力图

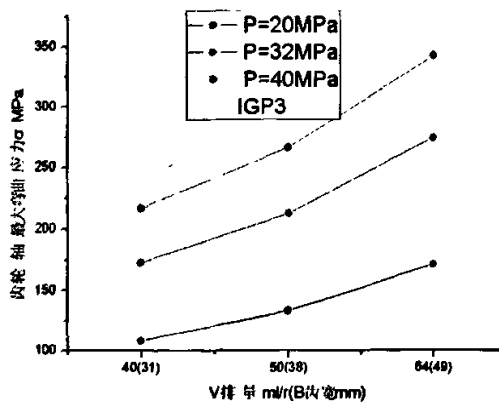


图 3.13 IGP3 齿轮轴最大弯曲应力图

由图 3.11, 图 3.12, 图 3.13 可以看出三种不同规格内啮合齿轮泵齿轮轴的最大弯曲应力在不同压力时, 随着排量的增大, 以接近直线的规律变化。

为了分析齿轮轴强度校核的数据, 本文把数据库中选出了 IGP2 内啮合齿轮泵齿

轮轴的弯曲强度校核数据进行分析。由于数据库参数多，为了方便读者看清，本文把数据库截取为两段如图 3.14 (a, b) 所示：

模数	齿数	最大径向力	支点反力RA	支点反力RB	弯矩	抗弯截面系数
3.1	13	22171.448	11085.724	11085.724	277143.1	2393.171
3.1	13	22171.448	11085.724	11085.724	277143.1	2393.171
3.1	13	22171.448	11085.724	11085.724	277143.1	2393.171
3.1	13	22171.448	11085.724	11085.724	277143.1	2393.171
3.1	13	35474.3168	17737.1584	17737.1584	443429	2393.171
3.1	13	35474.3168	17737.1584	17737.1584	443429	2393.171
3.1	13	35474.3168	17737.1584	17737.1584	443429	2393.171
3.1	13	35474.3168	17737.1584	17737.1584	443429	2393.171
3.1	13	35474.3168	17737.1584	17737.1584	443429	2393.171
3.1	13	44342.896	22171.448	22171.448	554286.2	2393.171
3.1	13	44342.896	22171.448	22171.448	554286.2	2393.171
3.1	13	44342.896	22171.448	22171.448	554286.2	2393.171
3.1	13	44342.896	22171.448	22171.448	554286.2	2393.171
3.1	13	44342.896	22171.448	22171.448	554286.2	2393.171

a

弯曲应力	许用弯曲应力	是否安全	泵的压力MPa	泵的排量ml/r	安全系数
115.8058	1080	合格	20	20	1.0
115.8058	360	合格	20	20	3.0
115.8058	270	合格	20	20	4.0
115.8058	216	合格	20	20	5.0
185.2893	1080	合格	32	20	1.0
185.2893	540	合格	32	20	2.0
185.2893	360	合格	32	20	3.0
185.2893	270	合格	32	20	4.0
185.2893	216	合格	32	20	5.0
231.6116	1080	合格	40	20	1.0
231.6116	540	合格	40	20	2.0
231.6116	360	合格	40	20	3.0
231.6116	270	合格	40	20	4.0
231.6116	216	不合格	40	20	5.0

b

图 3.14 齿轮轴弯曲强度数据库

从数据库中可以看出，对 IGP2 内啮合齿轮泵，排量 $V = 20ml/r$ ，当压力分别取 $P = 20MPa$ ， $P = 32MPa$ ， $P = 40MPa$ 时，在安全系数分别取 1, 2, 3, 4, 5 时，齿轮轴弯曲应力的计算校核数据。从表中明显看出，当 $P = 40MPa$ ，安全系数为 5 时，齿轮轴弯曲应力超出许用弯曲应力，显示不安全。

3.4 内啮合齿轮泵齿轮轴的刚度分析校核

刚度校核主要是校核齿轮轴的弹性变形，因为齿轮轴弹性变形过大会影响齿轮的啮合精度，对齿轮泵的性能造成不良影响。

在采用滑动轴承的场合下，轴的挠曲使局部单位压力剧增并使润滑油膜遭到破坏，

造成轴承的烧伤。为了防止这种破坏，首先必须尽可能减少轴的挠度。

在计算轴的挠度时，我们假定：(a) 载荷加在轴承的轴线上。(b) 从轴径外端至轴承端面，轴径的直径不变。(c) 齿轮部分的变形可以忽略，其受力简图如图 3.15 所示：

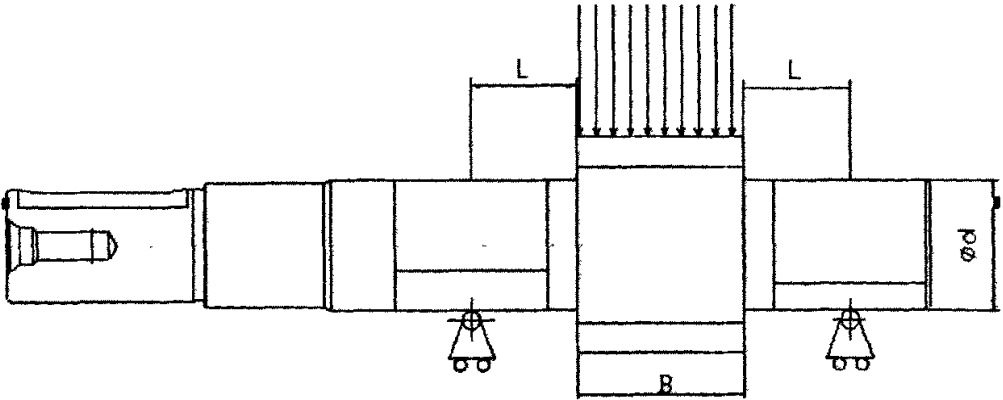


图 3.15 齿轮轴挠度分析受力图

最大刚度计算的公式

$$y_{\max} = \frac{F_{\max} \left(L + \frac{B}{2} \right)^3}{48EI} \quad (3.24)$$

为了对各种规格的齿轮泵进行刚度校核，本文编制了 VB 程序并基于 Access 开发数据库。程序界面如图 3.16 所示：

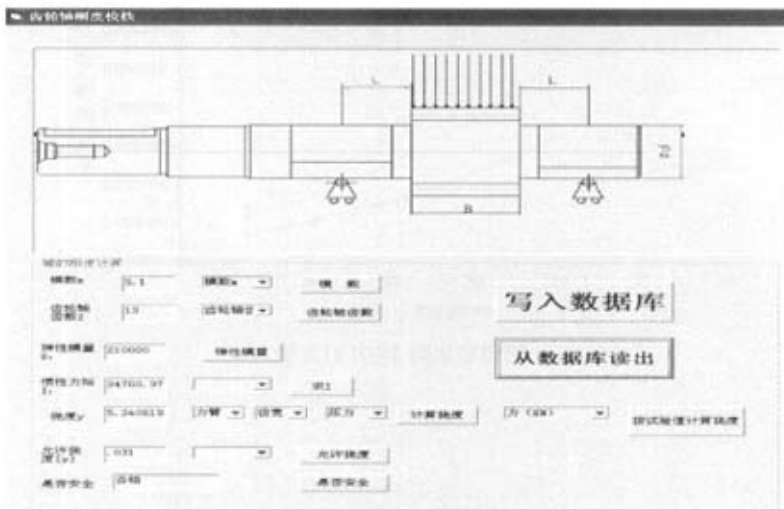


图 3.16 齿轮轴刚度计算程序

由挠度计算公式，挠度随齿宽和压力的变化而改变，利用上述程序推导出齿轮轴最大挠度在一定压力下随齿宽的变化规律。为了便于比较得出变化规律，我选取 IGP1, IGP2, IGP3 三种不同规格的内啮合齿轮泵为研究对象，对于每一种内啮合齿轮泵，分别选取 $P=20\text{MPa}$, $P=32\text{MPa}$, $P=40\text{MPa}$ 三种压力，用上述程序推出了挠度在一定压力下，随齿宽的变化规律，如图 3.17, 3.18, 3.19 所示：

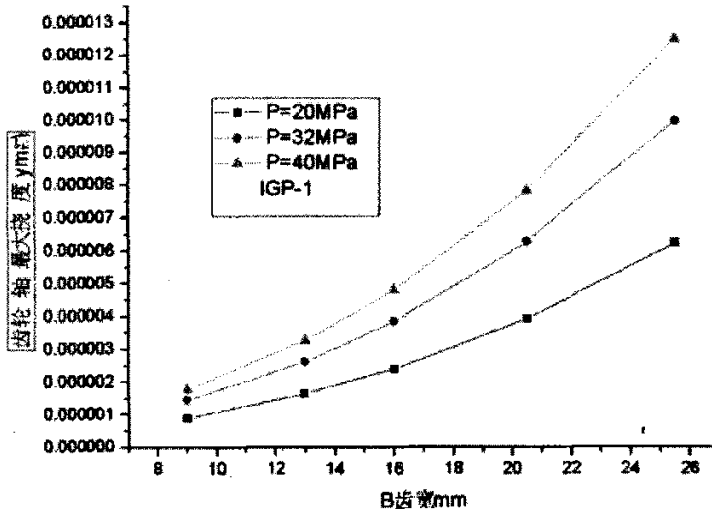


图 3.17 IGP1 挠度分析图

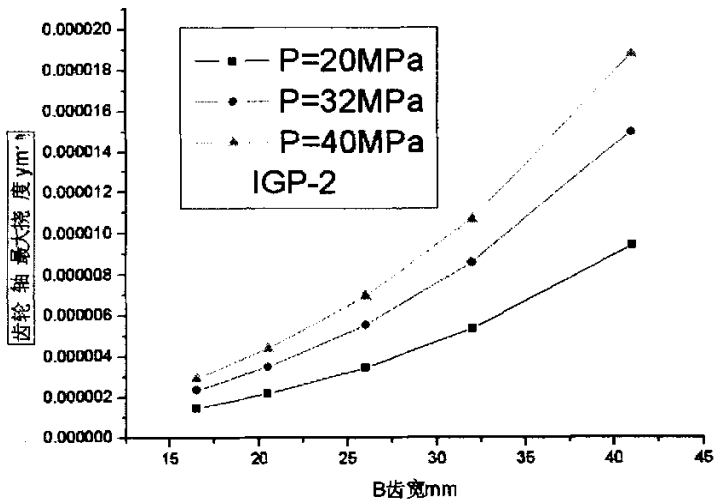


图 3.18 IGP2 挠度分析图

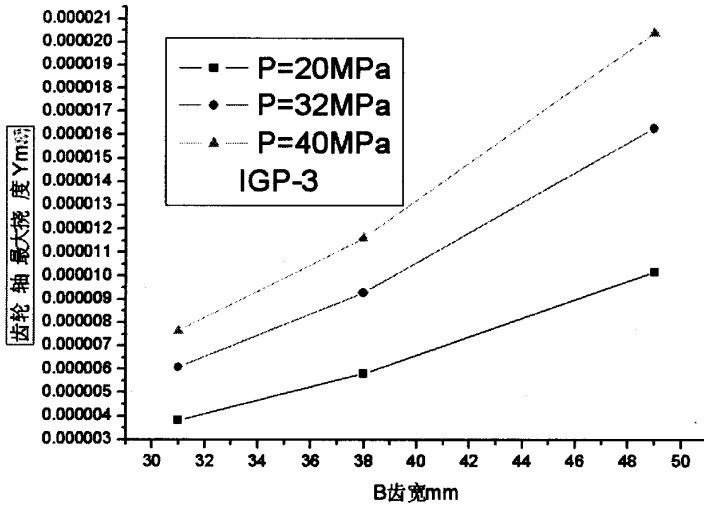


图 3.19 IGP3 挠度分析图

由图 3.17, 3.18, 3.19 可以看出, 三种不同规格内啮合齿轮泵齿轮轴的挠度随齿轮轴齿宽的变化规律。

为了便于与下一章的有限元结果进行比较, 从数据库中截取了齿轮轴刚度 (P=32MPa, B=26mm, V=20ml) 的数据库资料, 如图 3.20 所示:

弹性模量	惯性力矩	刚度	允许刚度	是否安全	模数	齿轮轴齿数
210000	34700.97	5.554448E-03	0.031	合格	3.1	13
210000	34700.97	3.47153E-03	0.031	合格	3.1	13
210000	34700.97	6.943061E-03	0.031	合格	3.1	13

图 3.20 齿轮轴刚度数据库

3.5 本章小结

本章对渐开线内啮合齿轮泵齿轮轴进行了强度和刚度进行了计算校核, 包括齿轮轴轮齿接触疲劳强度分析, 轮齿弯曲强度分析, 齿轮轴弯曲强度分析, 齿轮轴刚度分析。并编制了计算较核软件, 基于 Access 用 VB6.0 开发了数据库, 为内啮合齿轮泵的设计, 提供了有效的分析工具。

第四章 内啮合齿轮泵的有限元分析

用传统的方法进行强度和刚度分析校核，虽然通过考虑各种因素的影响，在计算时引入各种相关的系数，但计算结果与有限元相比精度还是稍差，因此本文通过有限元建模对齿轮轴进行强度和挠度分析。

有限元分析的基本概念是用较简单的问题代替复杂问题后再求解，是将连续体离散化的一种近似方法，其理论基础是变分原理、连续体剖分与分片插值。有限元分析是将求解域看成是由许多称为有限元的小的互连子域组成，对每一个单元假定一个合适的（较简单的）近似解，然后推导求解这个域总的满足条件（如结构的平衡条件）的整体方程，从而得到问题的解。这个解不是准确解，而是近似解，原因是实际问题被较简单的问题所代替。由于大多数实际问题难以得到准确解，而有限元法不仅计算精度高，而且能适应各种复杂形状，因而成为行之有效的工程分析手段。

4.1 有限元建模、单元划分及求解

用 `ug` 建立齿轮的三维几何模型，使用输出(`export`)命令，输出 `parasolid` 或者 `iges` 格式的文件，然后用 `patran` 的导入(`import`)命令，导入 `patran`。

在齿轮端面划分网格，使用的四边形(`Quad`)单元，然后用拉伸(`extrude`)命令沿轴向拉伸，通过设置合适的参数来控制单元长度，从而建立六面体实体单元。其中，齿轮的齿根部分进行了细化处理，以更好地反映应力和应变等。定义好单元以后，定义材料和单元属性。

先用场(`field`)命令把载荷数值与相应的单元表面（因为是实体单元，而载荷是压力，分布载荷，所以是施加在单元表面）联系起来，然后在载荷/边界条件下拉菜单中，把刚才定义的场作为载荷值加上，然后再定义施加位置，即承受压力载荷的单元表面。边界条件也是在这个菜单下完成。选择需要约束的单元表面节点，然后把约束值输入。由于齿轮轴能自由旋转，所以定义了五个约束，而绕齿轮轴旋转的那个自由度未加约束。建模完成之后，提交 `msc.nastran` 运算。计算完成以后，再在 `patran` 中把运算结果导入，然后在 `results` 中检查应力、位移等^[43,44,45]。

4.2 齿轮轴的有限元分析与程序分析结果的比较

为了得出有规律的分析结果，本文对三种不同规格的齿轮轴进行了有限元分析，并把所得结果与程序分析所得结果进行了比较。由于有限元能模仿内啮合齿轮泵齿轮轴的实际受力状况进行加载，因此，把有限元的分析结果与程序计算结果进行比较，找出两者的关系，进一步完善程序系数的取值，使计算程序形成一套更加适合内啮合齿轮泵的计算软件。这对内啮合齿轮泵的设计具有重要意义。

内啮合齿轮泵比外啮合齿轮泵更能承受高压，因此为了分析齿轮泵在不同压力下的应力和挠度变形，本文选取 IGP2 (B=26) 内啮合齿轮泵进行详细说明，为了说明压力的影响分别选取 $P=20\text{MPa}$ 、 $P=32\text{MPa}$ 、 $P=40\text{MPa}$ 三种压力进行有限元分析。

(1) $P=20\text{MPa}$ 时的有限元分析

齿轮轴挠度变形如图 4.1 所示：

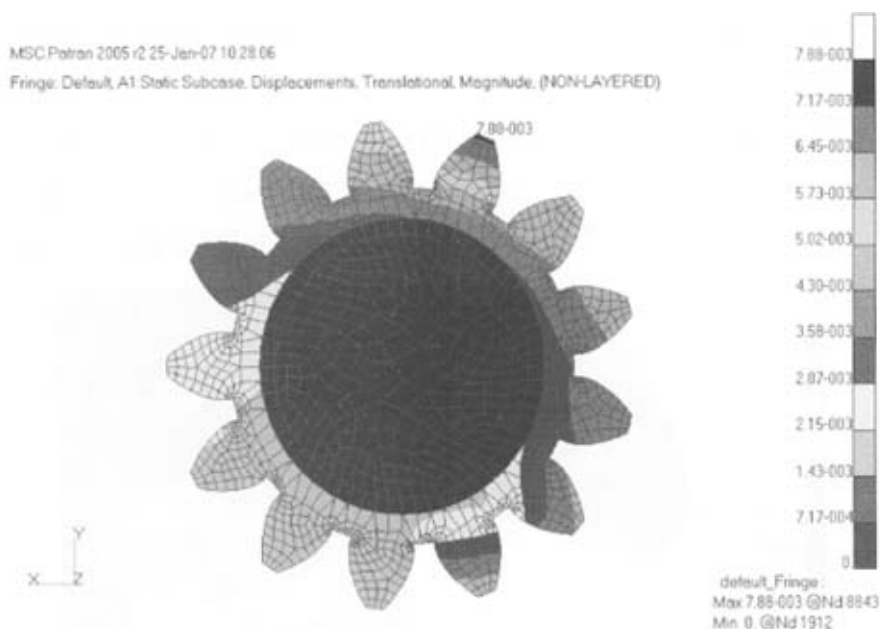


图 4.1 位移变形图 $P=20\text{MPa}$

由图 4.1 最大位移出现在齿顶，为 0.00788mm 。齿轮轴的挠度大致为 0.00358mm （兰绿交界处的值）。最大位移是用传统的计算公式无法进行计算的，通过有限元建模进行分析，发现最大位移发生在过渡区和高压区相邻的齿，并且得出了具体的数值，这位内啮合齿轮泵齿轮轴轮齿的设计提供了有用的依据。

齿轮轴最大弯曲应力如图 4.2 所示:

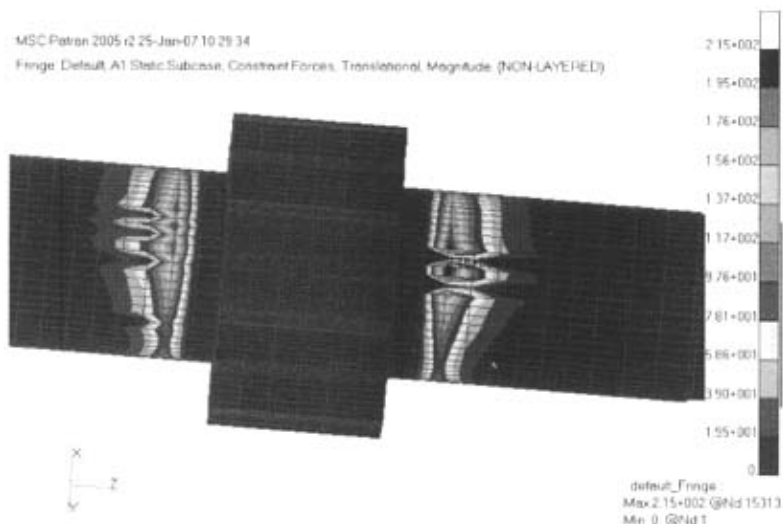


图 4.2 齿轮轴应力图 P=20MPa

由图 4.2 齿轮轴应力图可以看出, 齿轮轴最大弯曲应力发生在滑动轴承的边沿, 最大值为 215MPa。这与传统的算法不仅数值不同, 并且并不是发生在齿轮的端面附近, 这说明齿轮轴在受力时, 滑动轴承只有很小的边沿部分起支撑作用, 因此, 此处的应力值也明显大于 116MPa。

最大齿根应力如图 4.3 所示:

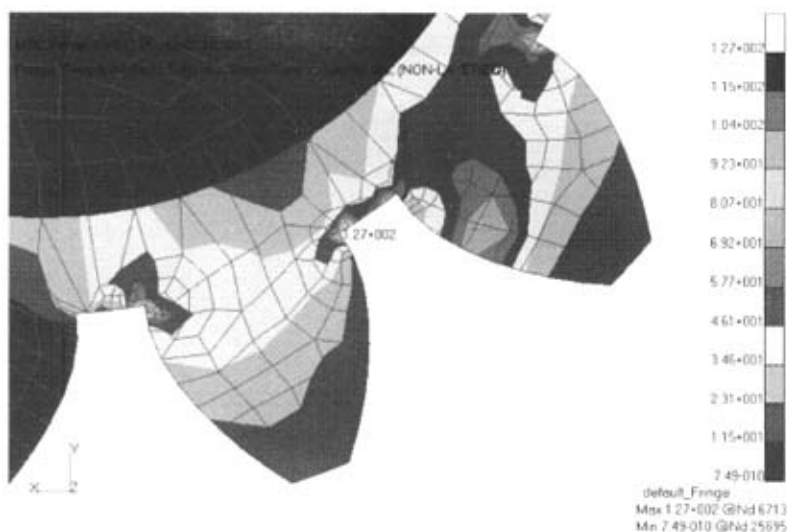


图 4.3 齿轮轴轮齿最大应力图 P=20MPa

由图 4.3 齿轮轴轮齿应力图最大应力出现在最后一个齿的齿根, 127MPa, 拉应力。

发生最大应力轮齿的另一侧齿根受力如图 4.4 所示：

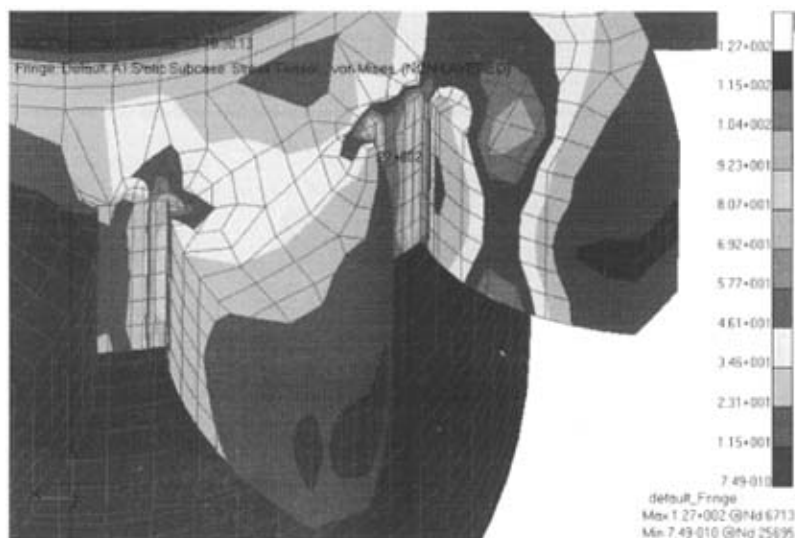


图 4.4 最大应力对面轮齿受力图 $P=20\text{MPa}$

由图 4.4 可以看出发生最大应力轮齿的另一侧齿根受力，约为 100MPa ，为压应力。

由于过渡区的压力低于高压区，所以，对过渡区与高压区相邻轮齿进行了有限元受力分析，如图 4.5 所示：

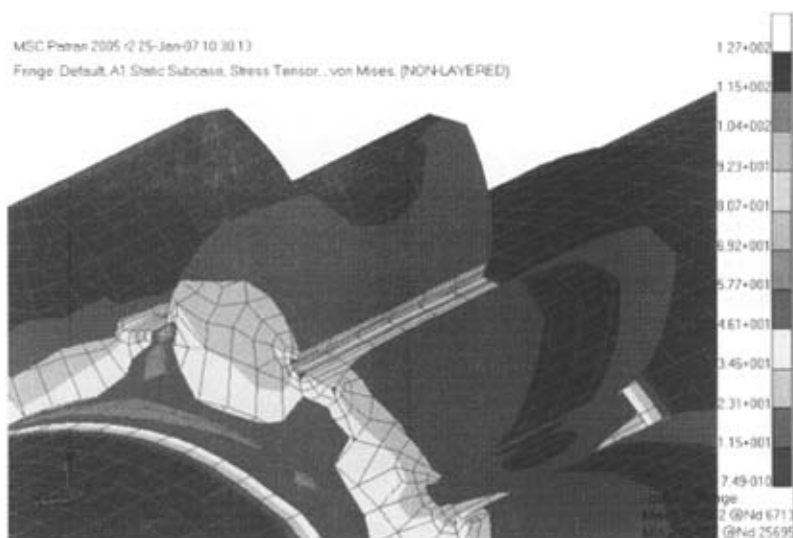


图 4.5 过渡区与高压区相邻轮齿受力图 $P=20\text{MPa}$

由图 4.5 过渡区与高压区相邻轮齿受力图可以看出，相邻轮齿的齿根受力为 100MPa 左右。

(2) P=32MPa 时的有限元分析

齿轮轴挠度变形如图 4.6 所示:



图 4.6 位移变形图 P=32MPa

由图 4.6 最大位移出现在齿顶, 为 0.0123mm。齿轮轴的挠度大致为 0.0059mm(兰绿交界处的值)。

齿轮轴最大弯曲应力如图 4.7 所示:

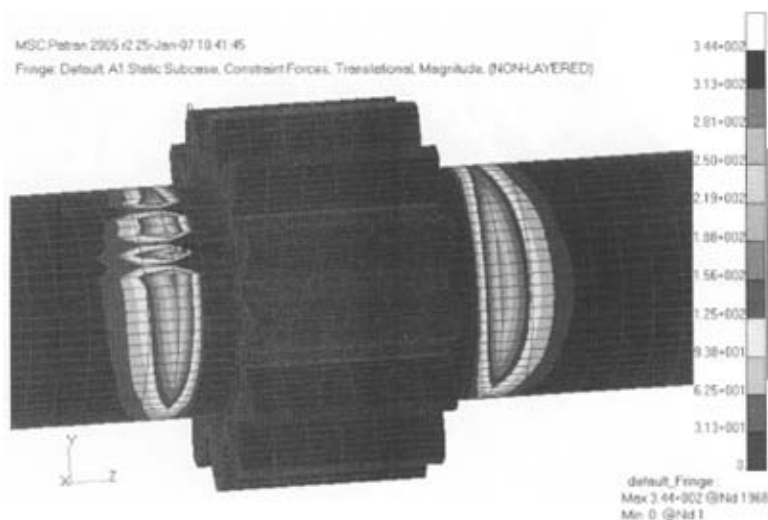


图 4.7 齿轮轴应力图 P=32MPa

由图 4.7 齿轮轴应力图可以看出, 齿轮轴最大弯曲应力发生在滑动轴承的边沿, 最大值为 344MPa。这与传统的算法不仅数值不同, 并且并不是发生在齿轮的端面附近, 这说明齿轮轴在受力时, 滑动轴承只有很小的边沿部分起支撑作用, 因此, 此处

的应力值也明显大于 185MPa。

最大齿根应力如图 4.8 所示：

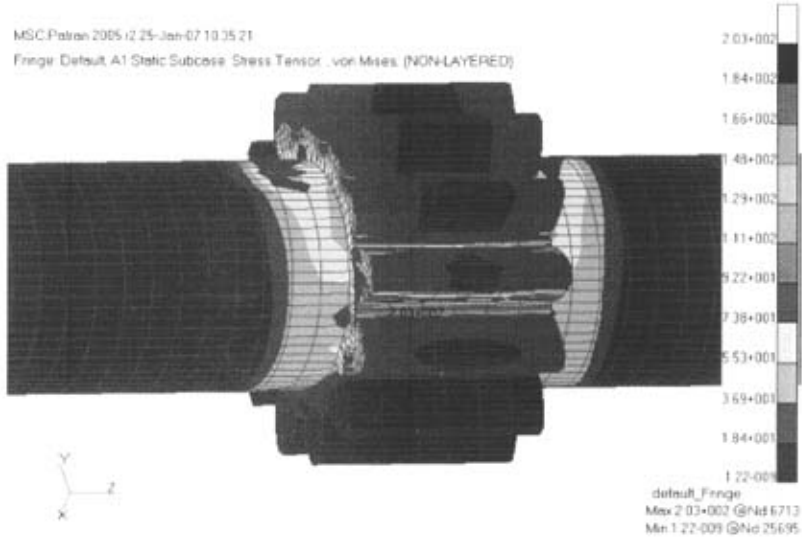


图 4.8 齿轮轴轮齿最大应力图 P=32MPa

由图 4.8 可以看出，最大应力出现在最后一个齿的齿根，203MPa，拉应力。

发生最大应力轮齿的另一侧齿根受力如图 4.9 所示：

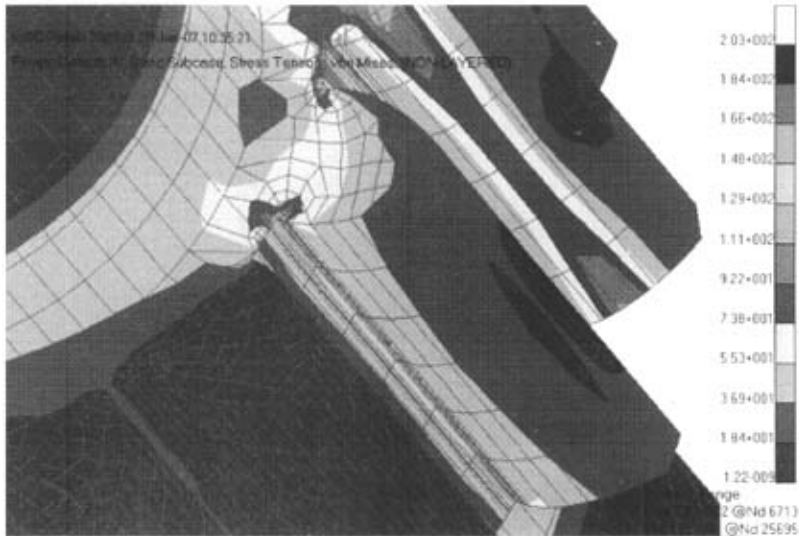


图 4.9 最大应力对面轮齿受力图 P=32MPa

由图 4.9 最大应力对面轮齿受力图对面的齿根受力情况，约为 150MPa，为压应力。

由于过渡区的压力低于高压区，所以，对过渡区与高压区相邻轮齿进行了有限元受力分析，如图 4.10 所示：

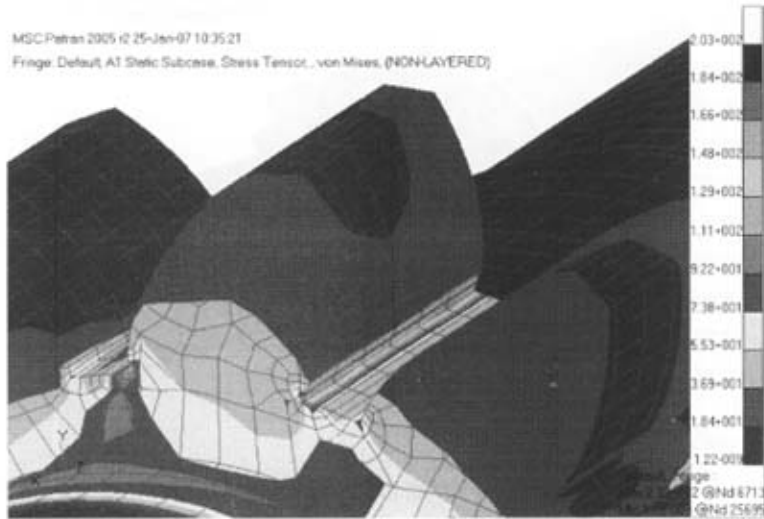


图 4.10 过渡区与高压区相邻轮齿受力图 P=32MPa

由图 4.10 过渡区与高压区相邻轮齿受力图可以看出，相邻轮齿的齿根受力为 150MPa 左右。

(3) P=40MPa 时的有限元分析

齿轮轴挠度变形如图 4.11 所示：

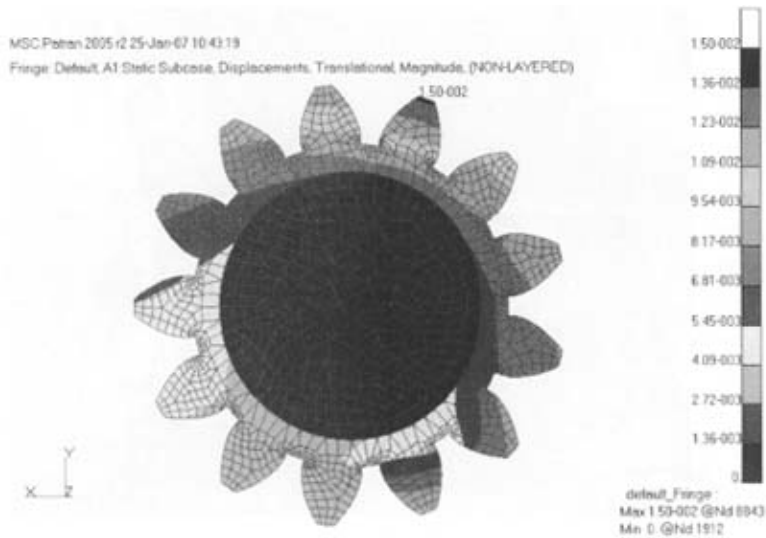


图 4.11 位移变形图 P=40MPa

由图 4.11 最大位移出现在齿顶，为 0.015mm。齿轮轴的挠度大致为 0.0068mm（兰绿交界处的值）。

齿轮轴最大弯曲应力如图 4.12 所示:

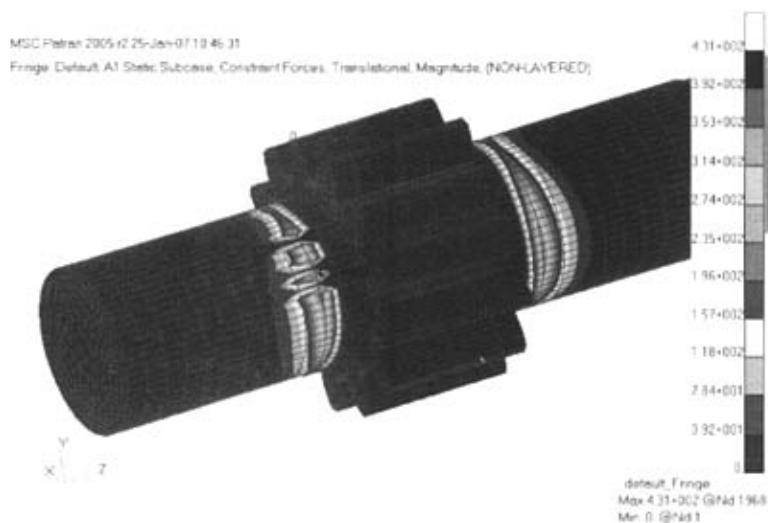


图 4.12 齿轮轴应力图 $P=40\text{MPa}$

由图 4.12 齿轮轴应力图可以看出, 齿轮轴最大弯曲应力发生在滑动轴承的边沿, 最大值为 431MPa 。这与传统的算法不仅数值不同, 并且并不是发生在齿轮的端面附近, 这说明齿轮轴在受力时, 滑动轴承只有很小的边沿部分起支撑作用, 因此, 此处的应力值也明显大于 231MPa 。

最大齿根应力如图 4.13 所示:

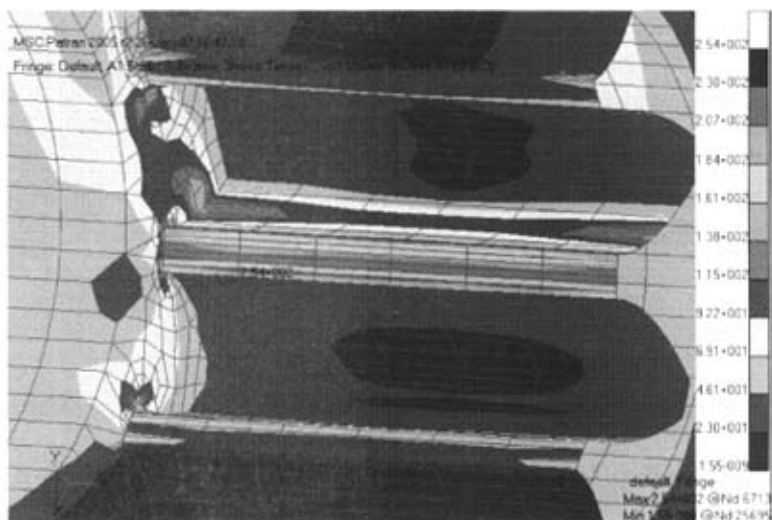


图 4.13 齿轮轴轮齿最大应力图 $P=40\text{MPa}$

由图 4.13 可以看出最大应力出现在最后一个齿的齿根, 254MPa , 拉应力。

发生最大应力轮齿的另一侧齿根受力如图 4.14 所示:

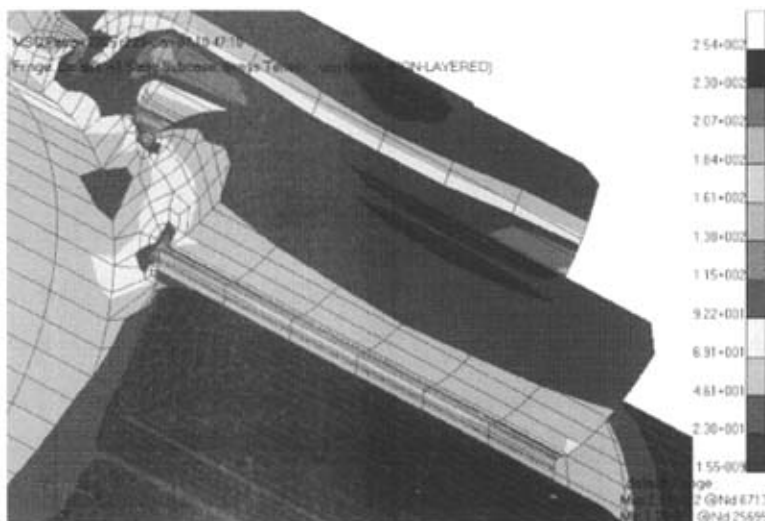


图 4.14 最大应力对面轮齿受力图 $P=40\text{MPa}$

由图 4.14 最大应力对面轮齿受力图对齿根受力情况，约为 180MPa ，为压应力。

由于过渡区的压力低于高压区，所以，对过渡区与高压区相邻轮齿进行了有限元受力分析，如图 4.15 所示：

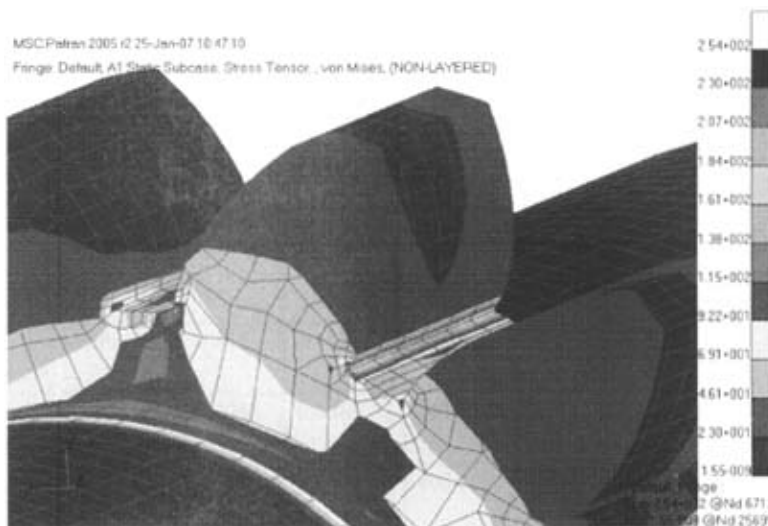


图 4.15 过渡区与高压区相邻轮齿受力图 $P=40\text{MPa}$

由图 4.15 过渡区与高压区相邻轮齿受力图可以看出，相邻轮齿的齿根受力为 180MPa 左右。

内啮合齿轮泵齿轮轴的压力分区是根据内啮合齿轮泵的机械结构和工作原理，参考外啮合齿轮泵的压力分区的方法建立的。有限元分析和传统的计算方法都基于相同的压力分区，但是，这两种方法却采用不同的力学模型，传统的计算方法是通过假设

所有液压力产生的径向力都作用在齿顶圆上，把过渡区的力近似等价于高压区的力，并且求出总的径向力，然后把总的径向力简化到某个受力面，把滑动轴承简化为两个铰支座（如图 3.9 和 3.15 所示），然后用相关的理论公式进行强度和刚度校核，为了计算准确方便，编制了程序；有限元分析对力学模型进行了网格划分和加载，对过渡区和高压区进行了近似实际情况的加载，这不同于传统计算方法把过渡区等价于一个近似等价的高压区，并且对齿根处进行更细的网格划分，因此通过有限元建模对齿轮轴进行强度和刚度分析比传统的计算分析更接近齿轮轴受力的实际情况，同时，能进行轮齿最大位移的分析，并且能找出最大位移变形的的位置，齿轮轴最大弯曲应力和轮齿最大弯曲应力的位置。因此，有限元分析既对传统的计算方法提供了比较作用，因为力学模型虽然不同，但受力区是相同的，径向力的合力也是相近的，因此挠度应该接近。

为了更详细的对有限元结果与程序计算结果进行比较，将相关参数列表如表 4.1 所示：

表 4.1 程序与有限元的比较

分析参数 泵的规格	挠度 (mm)		轴承最大约束力 MPa		最大齿根应力 MPa	
	有限元	程序	有限元	程序	有限元	程序
IGP1 P=32MPa V=10ml/r	0.0095	0.0099	556	299	170	392
IGP2 P=32MPa V=20ml/r	0.0059	0.0056	344	185	203	383
IGP3 P=32MPa V=40ml/r	0.0065	0.0061	322	173	267	383
IGP1 P=40MPa V=10ml/r	0.010	0.012	696	374	212	492
IGP2 P=40MPa V=20ml/r	0.0068	0.0069	431	231	254	476
IGP3 P=40MPa V=40ml/r	0.0087	0.0076	402	216	333	479

由表中数据可以近似推出有限元与程序计算挠度的关系为：

$$y_{\text{有限元}} = y_{\text{程序}} \quad (4-1)$$

齿轮轴最大弯曲应力的关系为：

$$\sigma_{\text{轴应力有限元}} = 1.86\sigma_{\text{轴应力程序}} \quad (4-2)$$

挠度计算结果的近似，证明传统的挠度计算方法完全适用内啮合齿轮泵齿轮轴的

挠度计算。齿轮轴最大弯曲应力不同，是因为有限元不仅按照齿轮轴液压力的实际作用情况进行加载，而且滑动轴承处的约束也更接近实际约束条件，在齿轮轴弯曲时，由于齿轮轴与滑动轴承之间的间隙，以及滑动轴承的变形，使得滑动轴承与齿轮轴只有很小的接触面，从而增大该处的弯曲应力。由表 4.1 可以看出最大齿根应力，按传统的计算方法比有限元的分析结果大，这是因为传统的计算方法需要考虑齿形系数，齿顶应力系数，重合度系数，螺旋角系数等 14 种系数，而每种系数的取值又是偏于安全的。传统的计算方法与有限元的分析比较得出的结论，确认了内啮合齿轮泵计算软件的正确性，并根据两者计算结果的不同，确定了一些系数的取值范围，形成一套适用于内啮合齿轮泵的满足工程应用的强度和刚度的计算校核软件。

4.3 本章小结

本章利用有限元建模对齿轮轴进行了强度和刚度分析，找到了轮齿最大弯曲应力的轮齿位置，并求得了数值，通过与程序计算的结果进行比较，推导出了两者的近似关系，并分析了该轮齿对面的应力。分析了齿轮轴最大弯曲应力，发现齿轮轴最大弯曲应力位置与传统材料分析的位置不同，并推出了两者之间的关系。分析了轮齿的最大位移，分析了过渡区与高压区相邻齿的齿根应力。

第五章 内啮合齿轮泵试验及试验分析

我们用微机控制电子式万能试验机,对本课题的渐开线内啮合齿轮泵齿轮轴进行了挠度试验。

5.1 齿轮轴挠度试验

根据齿轮泵的使用损坏情况,分析发现齿轮轴挠度对于齿轮泵的强度影响非常大,因此,在现有条件基础上,模仿齿轮轴的实际受力情况进行齿轮轴挠度试验,把试验结果与程序计算结果相互比较,得出适用于内啮合齿轮泵的挠度计算软件,显得尤为重要。

5.1.1 挠度试验工装的设计

齿轮轴的挠度是指在径向力作用下齿轮轴的最大弹性变形。根据内啮合齿轮泵齿轮轴挠度变形的特点,本文模仿齿轮轴实际受力情况设计了齿轮轴支撑架,如图 5.1 所示:

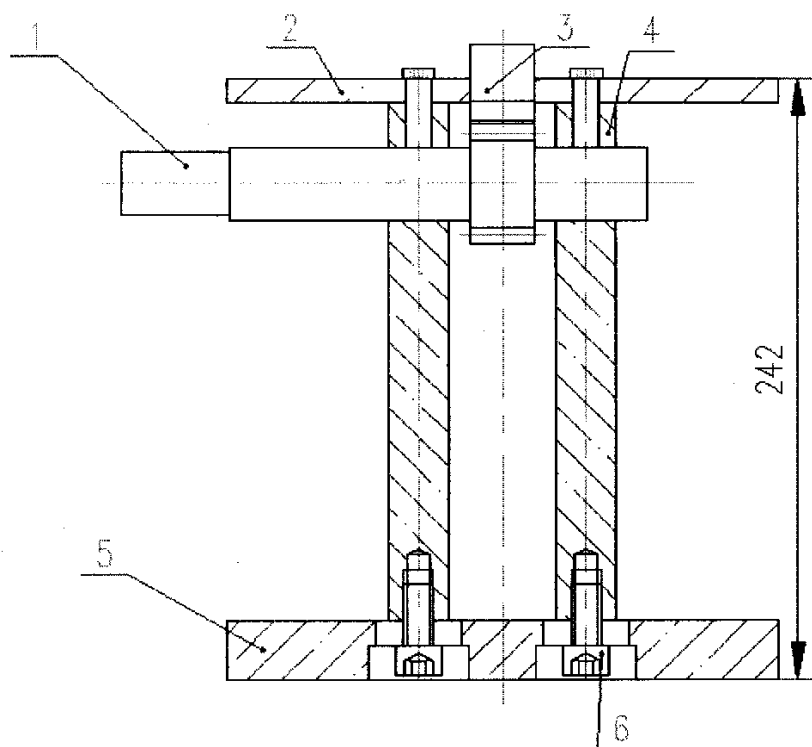


图 5.1 齿轮轴挠度试验工装图

- 1——齿轮轴
- 2——顶板
- 3——压头
- 4——立板
- 5——底板

图 5.1 中所示的立板，安装在滑动轴承的位置，立板的厚度相当于滑动轴承的宽度。为了能找出试验结果与理论数据之间的相关规律，像上面的工装我们设计了三套，分别用来测试三种不同规格齿轮泵的齿轮轴。被测试齿轮泵的参数如表 5.1 所示：

表 5.1 齿轮泵的规格

齿轮泵的规格	Z_1	Z_2	$B(\text{mm})$	$V(\text{ml/r})$
IGP-1	13	19	25.5	10
IGP-2	13	19	26	20
IGP-3	13	19	31	40

5.1.2 挠度试验方法

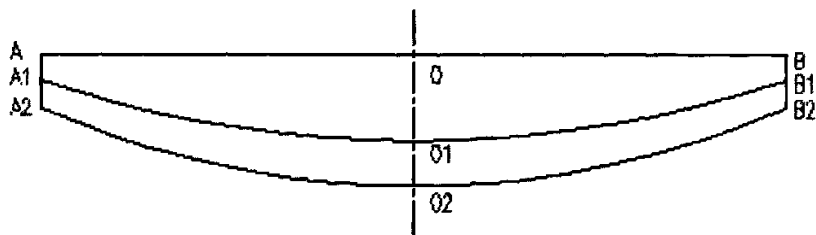


图 5.2 齿轮轴挠度变形示意图

齿轮轴在径向力的作用下，发生挠度变形的同时，齿轮轴也发生刚性平移，如图

5.2 所示：

- O 点——齿轮轴齿轮的中点，即最大位移点
- A, B——齿轮轴的滑动轴承处

在 O 点处加载径向力，O 点依次运动到 O1 点、O2 点，但是 O2 到 O 点的垂直距离并不是齿轮轴的挠度变形，由图可以看出 O2 减去 A2 与 B2 的位移平均值的差才是齿轮轴的挠度。为了能更精确的测得挠度值，采用了三个千分表分别来测量 O, A, B 的位移，然后再求得齿轮轴的挠度。

千分表的安装如图 5.3 所示:

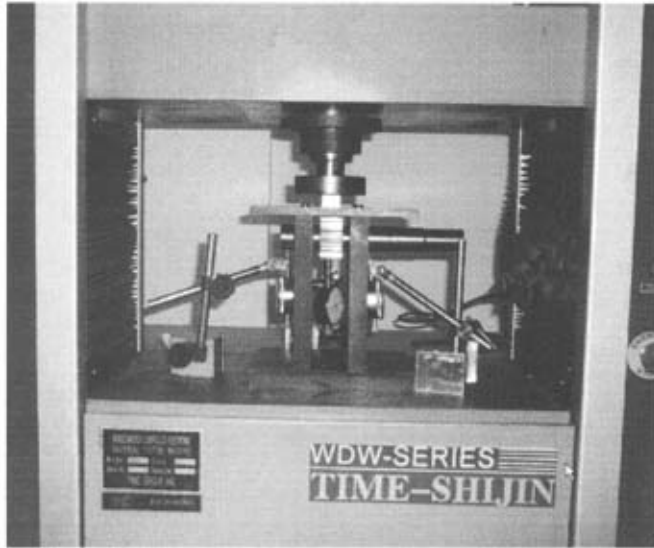


图 5.3 挠度试验现场图

5.2 试验结果与理论结果的比较

为了验证传统挠度计算方法是否适用于内啮合齿轮泵,我把试验测得的挠度值与传统挠度计算得到的挠度值进行了比较, IGP1 挠度数值如表 5.2 所示:

表 5.2 IGP1 挠度数据

径向力 KN	理论挠度 mm	试验挠度 mm
6	0.0024	0.0031
10	0.004	0.005
12	0.0049	0.0062
15	0.0061	0.0078
18	0.0072	0.0086
20	0.0081	0.0095
22	0.0089	0.01
25	0.01	0.012
27	0.011	0.013
30	0.012	0.014

由表 5.2 可以看出, 齿轮轴所加的径向力从 6KN 开始, 这主要考虑由于设计制造原因, 压刀和齿轮轴轮齿存在间隙, 加力太小不能使压刀和齿轮轴轮齿完全接触, 影响挠度测试结果。为了更清楚的看出理论挠度和试验挠度的变化规律, 作挠度变化曲线如图 5.4 所示:

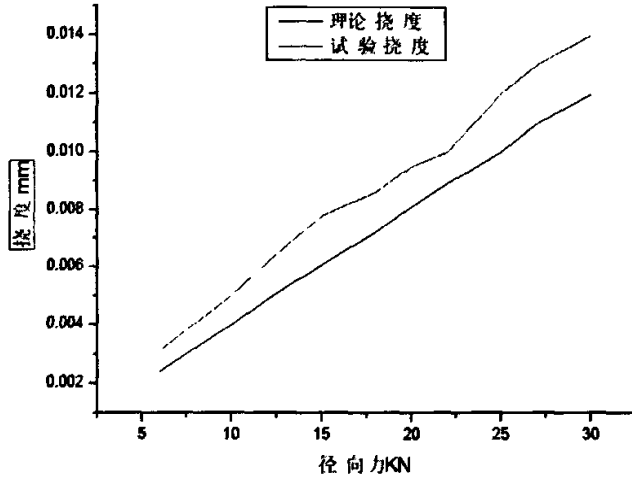


图 5.4 IGP1 挠度曲线图

由图表可以看出挠度在 5KN~30KN 的受力范围内, 试验挠度随力的增加成近似线性增长, 理论挠度应该是直线变化规律, 但看上去却不是光滑的直线, 是因为对理论挠度的计算值进行了四舍五入。对两种挠度结果进行比较得到理论挠度与试验挠度之间关系的一组系数取值范围, 公式如 (5-1):

$$y_{\text{试验}} = k'y_{\text{理论}}, k' \in (1.02, 1.29) \quad (5-1)$$

IGP2 挠度数值如表 5.3 所示:

表 5.3 IGP2 挠度数据

径向力 KN	理论挠度 mm	试验挠度 mm
12	0.0019	0.002
14	0.0022	0.0024
16	0.0025	0.0027
18	0.0028	0.0030
20	0.0031	0.0034
22	0.0035	0.0037
25	0.0039	0.0043
27	0.0042	0.0049
30	0.0047	0.0055
33	0.0052	0.0059
36	0.0056	0.0064
40	0.0063	0.0068
43	0.0067	0.0072
45	0.0071	0.0078
50	0.0078	0.0085
55	0.0086	0.0094

为了读者更清楚的看出理论挠度和试验挠度的变化规律，作挠度变化曲线如图 5.5 所示：

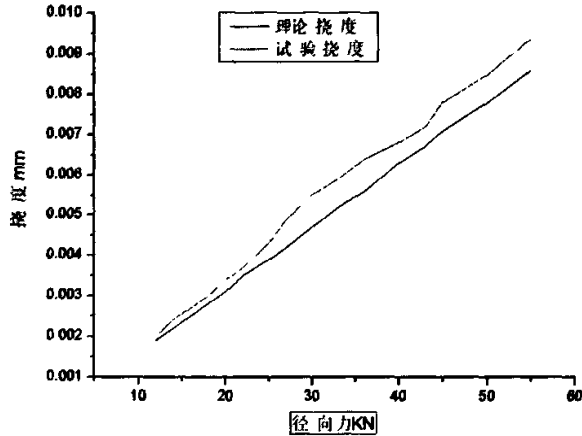


图 5.5 IGP2 挠度曲线图

由图表可以看出挠度在 1 2 KN~5 5 KN 的受力范围内，挠度随力的增加成近似线性增长，对两种挠度结果进行比较得到理论挠度与试验挠度之间关系的一组系数取值范围，公式如 (5-2)：

$$y_{\text{试验}} = k'y_{\text{理论}}, k' \in (1.05, 1.17) \quad (5-2)$$

IGP3 挠度数值如表 5.4 所示：

表 5.4 IGP3 挠度数据

径向力 KN	理论挠度 mm	试验挠度 mm
13	0.0015	0.0026
16	0.0018	0.0028
20	0.0022	0.0031
25	0.0028	0.0037
30	0.0036	0.0045
35	0.0039	0.0049
40	0.0045	0.0055
45	0.005	0.0059
50	0.0056	0.0065
55	0.0062	0.0071
60	0.0067	0.0078
65	0.0073	0.0085
70	0.0078	0.0091
75	0.0084	0.0096
80	0.009	0.01
85	0.0095	0.011

为了更清楚的看出理论挠度和试验挠度的变化规律，作挠度变化曲线如图 5.6 所示：

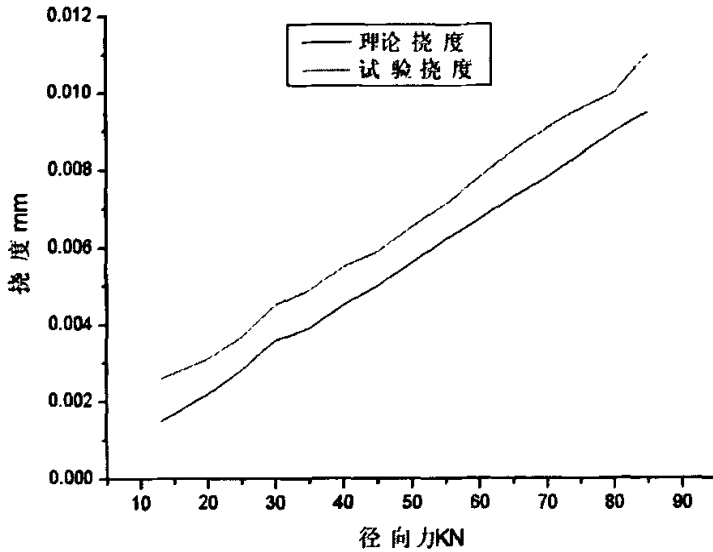


图 5.6 IGP3 挠度曲线图

由以上图可以看出，试验挠度与理论挠度相差很小，且规律为直线，由图表可以看出挠度在 1.3 KN~8.5 KN 的受力范围内，挠度随力的增加成近似线性增长，对两种挠度结果进行比较得到理论挠度与试验挠度之间关系的一组系数取值范围，公式如 (5-3)：

$$y_{\text{试验}} = k'y_{\text{挠度}}, k' \in (1.1, 1.73) \quad (5-3)$$

5.3 本章小结

本章通过对三种不同规格的齿轮轴进行挠度试验，并把挠度试验值与理论值进行了比较，证明传统的挠度计算方法是适用于内啮合齿轮泵的，并为挠度计算软件提供了理论挠度与试验挠度之间关系的三组系数取值范围，这使得本论文开发的挠度计算软件更具有工程实用意义。

第六章 总结与展望

内啮合齿轮泵具有结构紧凑、尺寸小、重量轻、压力脉动和噪声小等优点，相对外啮合齿轮泵能上高压。本论文从内啮合齿轮泵的几何结构和工作原理出发，研究内啮合齿轮泵的强度和刚度，为设计高压内啮合齿轮泵打下理论基础。

通过本论文的分析，得出以下结论：

1、详细介绍了齿轮轴的力学模型的建立和受力分区，并通过计算机绘图，找出了不同规格齿轮泵液压力产生的径向力的变化规律，根据平行四边形法则求出合力，推导出齿轮轴最大径向力和轮齿最大弯矩的便捷计算公式，为论文的强度和刚度研究打下了基础。

2、在力学分析的基础上，结合齿轮手册的强度计算公式，编制了齿轮轴轮齿弯曲强度和疲劳强度的 VB 程序，为了有效选取系数的取值，开发了数据库。为内啮合齿轮泵齿轮轴的轮齿弯曲强度和疲劳强度校核提供了实用的软件。

3、在力学分析的基础上，根据材料力学关于轴的强度和刚度计算校核的公式，结合推导的最大径向力的计算公式，编制了齿轮轴弯曲强度和刚度的 VB 程序，并开发了数据库。

4、通过有限元建模，分析了齿轮轴的最大弯曲应力及其发生的位置，分析了齿轮轴的挠度变形和轮齿的最大位移，并通过与程序计算结果进行比较，得出更加正确的结论。

5、通过挠度试验进一步验证了齿轮轴刚度校核软件的实用性。

本论文通过对内啮合齿轮泵齿轮轴强度和刚度的研究，取得了一定的成果。但是本课题在某些方面还有待进一步研究，主要有：

(1) 用 Visual Lisp 编制绘制内啮合齿轮泵的小齿轮和齿圈的程序，能调用 AutoCAD 绘制齿轮的齿形，以提高工作效率。

(2) 如果条件具备可以进行内啮合齿轮泵的高压试验，通过实际使用情况来分析内啮合齿轮泵的强度和刚度变形，然后与程序结果比较，得出更接近内啮合齿轮泵实际情况的结论，进一步完善强度和刚度校核软件。

致 谢

本论文是在导师李宏伟教授的悉心指导、热情关怀和鼓励下完成的。导师在论文的选题、课题的研究方法、技术路线以及论文的撰写、修改过程中，都给予我精心的指导和孜孜不倦的教诲。导师以他严谨的治学态度、一丝不苟的治学精神、求实的科研作风、渊博的知识和为人师表的风范使我受益匪浅，并将在以后的工作和生活中一直给我以激励。值此硕士学位论文完成之际，谨向我的导师李宏伟致以最诚挚的感谢。

本课题得到宁波华液有限公司的大力资助和热情帮助，在此对公司及公司的董事长翁振涛先生致以诚挚的谢意。

衷心感谢机械学院各位老师的辛勤教导，对同年级的研究生和本专业的师弟和师妹们在我学习和生活中提供的帮助和支持表示感谢。

最后，特别感谢我的父母和妻子王岩，他们在我的求学过程中给予无私的关怀和奉献，是我在学业上取得进步的源泉。

参考文献

- [1] 俞云飞. 液压泵的发展展望. 液压气动与密封. 2002.2
- [2] 杨尔庄. 现代控制技术展望. 液压气动与密封. PTC Asia 特刊
- [3] 章宏甲, 黄谊. 液压传动. 北京: 机械工业出版社, 1997: 47
- [4] 顾建勤. 外啮齿轮泵油压测试方法与分析. 上海工程技术大学学报[J], 2003.12
- [5] 王爱平, 李宏伟. 新型高压内啮合齿轮泵理论研究. 通用机械[J], 2004(3)
- [6] Shaw David. Gear pumps become respectable. Europe robber journal, 2001, 183 (12): 26
- [7] 俞云飞. 液压泵的发展展望. 液压气动与密封, 2002 (1): 2-6
- [8] 叶仲和, 陈传铭, 陈瑞良等. 外圆弧及其包络线齿形的模块式内啮合齿轮泵的齿廓方程及性能分析. 液压与气动, 2004 (3): 43-46
- [9] Dr. Reinhard Uphus. Extruder/Gear Pump Combinations For Processing. Rubber World, 2001 (7): 23-25
- [10] C-K Chen and S-C Yang. Geometric Modeling For Cylindrical And Helical Gear Pumps With Circular Arc Teeth. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2000, 214: 599-607
- [11] 唐兵, 栾振辉. 齿轮泵的发展趋势. 流体机械, 1999 (5): 26-28
- [12] GIULIO FANTI, ROBERTO BASSO, MICHELE BERNARD etc. An Innovative Technique For Quality. Reliability, Quality and Safety Engineering, 2002, 9 (4): 383-392
- [13] 陈明山, 朱文英. ECKERLE 内啮合齿轮泵设计特点. 流体机械, 1994, 22 (10): 21-24,
- [14] 李杜云, 葛宜远. 液压元件与系统 (第一版). 北京: 机械工业出版社, 1999
- [15] Dr Nelik. Focus On Gear Pumps. WORLD PUMPS, 1998 (14): 34-40
- [16] Peter Staddon, F. I. Mech. Internal Gear Pumps And Their Use In Industry. WORLD PUMPS, 1995 (5): 40-41
- [17] 李玉琳. 液压元件与系统设计 (第一版). 北京: 北京航空航天大学出版社, 1991
- [18] E. Koc, C.J. Hooke. An Experimental Investigation Into The Design And Performance Of Hydrostatically Loaded Floating Wear Plates In Gear. Wear, 1997, 209: 184-192
- [19] 严金坤. 液压元件 (第一版). 上海: 上海交通大学出版社, 1989
- [20] 李志华, 顾广华. 齿轮泵齿轮基本参数的优化设计. 江西农业大学学报, 1997, 19 (3): 132-136
- [21] 栾振辉. 齿轮泵研究的现状与发展. 起重运输机械, 2005 (6): 11-13
- [22] 祝海林, 邹昱. 变位齿轮泵基本参数的可视化计算. 机床与液压, 2003 (5): 65-67
- [23] 杜吕义. 齿轮泵困油现象及卸荷措施的分析. 四川农机, 2002, 6: 24
- [24] 李岚, 马云. 齿轮泵噪声的机理分析与控制. 组合机床与自动化加工技术, 2002, (11):

65-66

- [25] 秦山, 崔建昆, 杨林. 齿轮泵的快速修复方法研究. 机床与液压, 2002 (3): 162-163
- [26] Kawalec. A., Wiktor. J. Tooth-root stress calculation of internal spur gears. Engineering Manufacture, 2004, 218 (9): 1153-1166
- [27] Valenti Michael. IMPROVING GEAR PUMP LOAD CAPACITY. Mechanical Engineering, 1994, 116 (3): 42
- [28] K Nagamura, K Ikejo and F G Tutulan. Design And Performance Of Gear Pumps With A Non-involute Tooth Profile. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2004, 218: 699-711
- [29] 朱孝录, 鄂中凯, 齿轮承载能力分析, [M]高等教育出版社, 1992
- [30] 仙波正庄(日), 姜勇译, 齿轮强度计算[M], 化学工业出版社, 1984
- [31] 梅宏修, ISO 和 AGMA 动载系数的分析比较[J], 机械传动, 1993. 2
- [32] 冯守卫, 张伟社, 王守宇, 齿面接触应力计算中曲率系数的商榷[J], 机械传动 1996. 1
- [33] 吴继泽, 王统, 齿根过渡曲线与齿根应力, [M]国防工业出版社, 1989
- [34] 林超, 李润方等, 圆柱齿轮的齿根应力及其影响因素分析[J], 机械科学与技术, 1997
- [35] 齿轮强度设计资料, [M]机械工业出版社, 1984
- [36] 宋乐民, 齿形与齿轮强度, [M]国防工业出版社, 1987
- [38] 齿轮手册编委会, 齿轮手册, [M]机械工业出版社, 1990. 11
- [39] H.Winter, B.R.Hohn, New ISO standards for the calculation of gear load capacity, Transation of the ASME, 1990.5
- [40] A.Seireg, D.R.Houser, Evaluation of Dynamic for Spur and Helical Gears, Journal of Engineering for industry, 1987.5
- [41] D.R.Houser,A.Seireg, An Experimental Ivestigation of Dynamic Factors in Spur and Helical Gears, Journal of Engineering for industry,1987.5
- [42] 党祖祺.机械原理[M].北京航空航天大学出版社
- [43] 顾守丰, 琏小民, 颜磊, 蒋孝煜. 斜齿轮轮齿三维有限元网格自动生成及细化[J].清华大学学报(自然科学版), 1996, 36(8): 77~82
- [44] 顾守丰, 连小珉, 丁能根, 郑四发, 蒋孝煜.斜齿轮弯曲强度三维有限元分析模型的建立及程序实现[J].机械科学与技术, 1996, 15(2): 167~171
- [45] 李宏伟, 张方晓 内啮合齿轮泵的排量分析 《液压与气动》2007 年第三期

附录 A 攻读学位期间发表的论文

[1]李宏伟, 高绍站。内啮合齿轮泵齿轮轴的受力分析。液压与气动, 2007.5