螺杆泵抽油井工况分析

摘 要

随着螺杆泵采油系统在油田中的广泛应用，油井故障不可避免地出现在生产过程中，因此有必要对螺杆泵井工况分析技术进行研究，以提高螺杆泵采油技术水平及经济效益。本文在对现场的实际生产资料进行大量统计分析的基础上，参考了目前的工况分析手段，对工况表现形式进行归纳和分类，对工况特征进行定性描述，将工况分为八种类型：油井处于正常的生产状态、抽油杆断脱、油管断脱、油管漏失严重、油管结蜡严重、螺杆泵定子脱落、螺杆泵定子磨损严重、油井漏失、螺杆泵定子溶涨、工作参数设置偏低及工作参数设置偏高。为提高工况分析的准确性，利用产量、电流、动液面三项工况指标进行一次工况诊断分析，对于一次诊断难以确定工况的抽油井，利用扭矩及轴向力指标进行二次工况诊断分析，并且总结出各种工况下的指标界限，确定各种工况下各个生产参数指标的表现形式，建立相应的工况诊断准则。为了准确地利用扭矩进行工况分析，根据地面驱动螺杆泵的工作原理，将环空螺旋流的理论应用于螺杆泵抽油井杆管环空中流体流动规律的描述中，考虑了环空螺旋流动对抽油杆柱受力状况的影响，建立了螺杆泵工作时抽油杆柱负载扭矩及杆柱所受轴向力的数学模型，分析了泵转速、采出液粘度及杆管直径比对螺杆泵井抽油杆柱与采出液间摩擦扭矩的影响。编制了螺杆泵采油井工况分析应用软件，经现场实际生产数据检验，扭矩计算的平均绝对百分误差为 2.6%，工况诊断的符合率达到 90%，对螺杆泵井的管理具有一定的指导作用。

关键词：螺杆泵　螺杆泵采油　扭矩计算　工况分析

THE ANALYSIS OF WORKING CONDITION OF SCREW PUMPING WELL

ABSTRACT

Now along with the increasing of screw pump occupancy ,more fault is coming forth in working .So it is necessary for the research on screw pump running condition to improve the technical level and economic benefit.Based on the statistical data of spot and consulting in the analysis means current. This paper is conclude the behavior form of running condition and describes the character of working condition. which include eight styles: the oil well in the normal production appearance、sucker rod breaking off、vitta breaking off、vitta leaking serious、vitta waxed badly、stator breaking off 、stator wearing and tearing serious、oil well leaking、stator swelling after absorbing oil、working parameter lower、working parameter lower. To increasing accuracy in screw pump running condition analysis, the running condition is diagnosed firstly using three index the yield, electric current and height of move liquid level. The oil well which is difficulty to ascertain the running condition first is diagnosed secondly using two index the torque and epaxial pulling. Besides,the index limit and behavior form of production parameter is summarized for each condition. Also,diagnosis principle corresponding is found. To calculate more precisely Based on the working principle of surface driving screw pump system, the theory of helical flow in annulus is introduced to characterize the fluid rule of liquid in annulus of screw pump. and the mathematical models for calculation frictional torque between sucker rod and fluid is presented, further more the calculating formula of loading torque and epaxial pulling on sucker rod is conclude in surface driving screw pump system when the pump being in gear. Based on the above-mentioned theories, programmed the soft ware to administer the working data and analyze the running condition by which.The erro of torque is 2.06 percnt and the according rate is 90 percent. The result of field experiments show that the method is reasonable

Keywords: Screw pump Screw pumping well Calculation of torque Analysis of running condition

第一章 绪 论

1.1 螺杆泵采油简介

螺杆泵的历史较长[1]，在20世纪20年代中期法国人勒内·莫依诺发明设计出这种泵，在30年代初期，莫依诺原理获得专利权，很快便有很多公司开始生产螺杆泵。1945年以来，螺杆泵在技术和制造工艺上都做了大量的改进和完善，继法国之后美国、前苏联以及加拿大等国家都开展了螺杆泵的研制和应用，在50年代中期，莫依诺原理(Moyno Theory)被用于钻井工业中，80年代初期，螺杆泵被用作石油工业中的人工举升设备，Kois&Myers公司是首批采油螺杆泵制造商，他们把螺杆泵作为一种代替常规举升工艺的替代技术推向市场。我国从80年代中期将螺杆泵引入到油田生产当中，1986年大庆油田从加拿大Griffin公司引进螺杆泵在油田试用，从此国内厂家便开始了较系统地研制井下采油螺杆泵。

目前，井下采油螺杆泵大致可分为以下四种结构形式：一是地面驱动采油单螺杆泵，它是井下采油螺杆泵中最简单的结构形式，也是国内外井下采油螺杆泵采用的主要结构形式，由于是利用抽油杆传递泵所需要的扭矩，因此在大排量情况下很难实现深井采油。二是电动潜油单螺杆泵，它的最大特点是不需要抽油杆传递动力，特别适合于深井、斜井和水平井采油作业，较早开展这种泵的研究工作的是前苏联和法国，近年来，美国等发达国家也开始重视电动潜油螺杆泵的开发，并在多砂、高粘深井、定向井、水平井中采用，取得了很好的效果，在某些情况下，电动潜油螺杆泵的使用寿命甚至比电动潜油离心泵高5倍。三是单螺杆液动机-单螺杆泵装置，这种装置将地面动力液送入井下的顶部螺杆衬套副中，以顶部螺杆衬套副作为动力，驱动底部螺杆衬套副旋转，由底部螺杆衬套副作为泵来实现采油作业，目前这种装置在国外已投入现场应用，但数量很少。四是多头螺杆泵，与单头单螺杆泵相比，它大大地减小了泵的几何尺寸，提高了泵的排量和压头，降低了泵的转速。

在国外较普遍应用的是井下采油单螺杆泵，目前井下采油单螺杆泵的最大下井深度已达到2438m，最大排量已达795m^3/d，泵的平均净举升高度为900～1550m，排量为80～160 m^3/d，在这种情况下泵的系统效率在63%左右，美国一家石油公司曾对螺杆泵采油系统、电动潜油离心泵和有杆泵抽油系统三种采油设备，在水驱采油井中进行同样条件下的采油试验，试验结果表明，三种采油系统的效率分别为63.4%、52.4%、50.4%，其中螺杆泵采油系统的效率最高，此外螺杆泵采油系统的装备投资费用比另外两种采油装备低20%～30%以上，定子的平均寿命为1～2年，地面驱动部分的寿命在5年以上。另外，泵的工作寿命主要取决于定子衬套材料的性能，定子材料受到多种因素的影响，如温度、芳香族化合物、H_2S 等，因此深入研究不同环境条件下的定子衬套材料是提高采油螺杆泵性能和工作寿命的关键。目前，国外主要研制了4种橡胶材料作为螺杆泵定子衬套副的材料，即丁腈橡胶、超高丙烯腈含量橡胶、氢化丁腈橡胶和含氟橡胶。目前国外开发的高丙烯腈含量橡胶能成功地用于温度为40℃，芳香族化合物含量达11%的油井中，且能保持较好的机械性能，这种橡胶已成功地用于250℃的高温油井中；氟橡胶能适应较高的温度，但机械性能不够好，因此工作寿命不长，在定子橡胶中加入添加剂对减小螺杆-衬套副之间的摩擦很有益处，尤其在高含水高含气井中。在磨蚀和腐蚀环境下表面硼化处理的转子比表面镀铬的转子寿命长得多，实验已证明，表面硼化处理的转子寿命是表面镀铬的5倍。

在原油开采中，螺杆泵抽油井有抽油机井不可比拟的优点：首先螺杆泵地面设备简单、紧凑、操作安全可靠、管理方便、重量轻占地面积小、一次性投资少。其次由于螺杆泵是螺旋抽油的容积泵，排量均匀无脉动，轴向流动流速稳定，因此没有液柱和机械传动的惯性损失，泵内无阀件和复杂的流

道，所以水力损失小，故障率低且泵效高，成为现有机械采油设备中能耗最小、效率较高的机种之一，同时由于能均匀地排液和吸液，溶解气不易从原油中析出，从而减少了气体对泵效的影响，不会发生气锁，因此较适合高含气井。再者螺杆泵是靠橡胶定子和镀铬转子挤压配合，使进入密封腔的流体随转子的转动从吸入端向排出端移动，而且转子和定子之间腔室位置的横截面积和体积都是相同的，腔室移动排油不存在配合间隙和余隙容积问题，不可能发生砂卡、阀失效、气锁等有杆泵常见的故障，所以适合抽汲高粘度和产含砂原油，一般的螺杆泵适合输送粘度为 800mPas 以下的流体，特殊的螺杆泵能输送粘度更高的流体。

与其它各种采油方式一样，它也有自身的缺点：一是容易出现定子脱胶的问题，定子脱胶的原因是由于高速旋转摩擦产生大量的热，使被硫化的橡胶在高温下老化而与钢管脱离，这就要求橡胶定子具有良好的耐磨、耐腐蚀和耐热等物理化学性质，同时，还应具有良好的机械性能。再者螺杆泵的排量低，螺杆泵采油系统的排量随转数的不同而不同，通常情况下，下泵深度为 1200m 时的最大排量为 $80m^3$ 左右。

随着合成橡胶技术和黏结技术及注聚合物采油技术的发展，螺杆泵不断得到推广应用，目前，我国大庆、胜利等油田已广泛应用地面驱动单螺杆泵开采原油，并取得了较好的经济效益。

1.2 螺杆泵采油工况分析研究现状及发展趋势

由于螺杆泵自身的优点，其在油田生产中越来越广泛应用，许多学者对其各项理论进行了深入研究，为适应螺杆泵的快速发展，其工况诊断分析的研究领域也表现的较为活跃。发展至今，较为成型的方法有：电流法，即通过测试驱动电机的电流变化来诊断泵工作状况；憋泵法诊断，就是在螺杆泵工作的条件下，采取关闭井口生产阀门憋压，测井口出油压力和套管压力来诊断泵的工况；扭矩法诊断，对光杆进行扭矩测试，以光杆工作扭矩变化诊断螺杆泵的工况以及液量变化法诊断油井故障。近两年随着螺杆泵应用的进一步推广，工况分析技术也得到了很大发展，很多学者对螺杆泵采油井的工况分析技术作了专门的研究。1998 年，石油大学的张来斌[2]提出了常见工况的种类，根据油井产量及泵的工况点所在特性曲线图上的位置和泵的特性参数，判断泵与油层匹配状况及泵工况较差的原因。1999 年，崔金榜[3]等对螺杆泵的工况测试技术进行了研究。2002 年，中国地质大学的赵明[4]在螺杆泵采油系统优化设计的基础上，提出了螺杆泵常见诊断方法的列表，依据出现的特征判断油井故障。2003 年，江汉石油学院的王晓宇[5]通过建立光杆受力测试系统，对螺杆泵井抽油杆的垂向载荷及扭矩进行测试，实现工况诊断。胜利油田的贾云飞[6]在结合现场生产的基础上，建立了工况测试系统，对生产数据进行采集和分析，对工况进行监测。华北油田的马永峰[7]在实践的基础上总结了螺杆泵生产的几种常见工况，并提出了简单的预防措施。王海文[8]提出了利用光杆受力分析法进行工况分析的方法。

螺杆泵的工况分析离不开杆柱的受力分析，对于螺杆泵抽油井筒内的摩阻分析方面，很多学者做了大量工作。1988 年，隋少波在对抽油杆柱、油管及原油性质作了一些假设的基础上，对螺杆泵的摩擦扭矩作了深入研究[9]，并得出在抽油杆柱匀速和匀加速转动时摩擦力矩计算公式。我国学者张军、陈听宽等也做了大量研究工作，1999 年，他们运用流体力学的理论对地面驱动螺杆泵采油系统环空管道结构参数和螺杆泵转速、对流体摩阻的影响进行了分析[10](参照了以往国内外学者的摩擦扭矩及摩阻系数)。2001 年，在此基础上他们又研究了转速与杆径对摩擦压降的影响[11]，在其中他给出了环空管的流动摩擦系数。

随着螺杆泵应用研究的进展，螺杆泵优化设计的理论也为工况分析的方法提供了重要的参考价值。1997 年，吴仕贵、冯永泉(胜利)以流体力学和理论力学为基础，提出了数学模型[12]，分析泵的流出动态，依据给定的边界条件、流动参数和井身结构，计算下泵深度和实际扬程，优化泵的工作参数。1998 年，石油大学王旱祥[13]在杆柱受力分析基础上提出了组合设计。1999 年，胜利油田李晶、陈辉等进行了优选软件的开发[14]。同年，石油大学陈德春、吴晓东[15]对螺杆泵采油系统抽油杆柱运动模型进行深

入研究之后，提出了螺杆泵抽油井节点系统优化设计技术(描述抽油杆柱运动的偏微分方程和定解条件)在力学分析的基础上，推导并建立了地面驱动螺杆泵抽油井抽油杆柱的应力计算模型。2002 年，赵明、郑俊德等详细论述了聚驱螺杆泵生产系统优选理论，包括泵、抽油杆柱、油管、配套工具和驱动头的选择等。

螺杆泵抽油井杆管环空中流体流动规律的描述，是工况分析研究工作中一个重要的研究内容，螺杆泵杆管环空中流体的流动为压力梯度和内圆旋转同时存在而形成的稳定流动，即为环空螺旋流动。对于环空流的研究比较早[18]，1923 年，Taylor G I.[17]等将流体在旋转抽油杆柱及油管环形空间内的流动分为四个区域：层流、层流+ Taylor 涡旋、紊流+ Taylor 涡旋、紊流，从而更有利于分析复杂的环形空间内流体的流动状态。1962 年，Yutaka Yamata[18]提出，在抽油杆柱旋转时，杆管环空内流动阻力不仅与轴向雷诺数有关，而且与旋转效应有关，并且提出了包括轴向雷诺数和旋转雷诺数的流动阻力系数公式，但其是在较小的环空间隙下得出的，其适用范围为 Re>10000。1982 年，Sadatomi[19]对环空管内流体流动摩擦进行实验研究，并给出了相应的近似表达式。1992 年，Salhi[20]对此做了进一步的完善，他根据实验分别给出了 4 个流动区域的流动摩阻公式。Salhi 对内管旋转的环空管内的轴向摩擦压降进行了一些研究，并给出了内管旋转的环空管轴向摩擦系数的表达式(它与内管旋转速度及两相混合轴向雷诺数有关)，但它仅适用于小的环形空间隙(1mm 左右)，并不能在较大范围内适用。1994 年，昌锋[21]、吴宁[22]等考虑了抽油杆柱的垂直运动及抽油杆柱上的接箍，给出了抽油杆柱的稳定流动及非稳定流动的阻力表达式，对抽油杆柱的粘滞阻力进行了理论分析，但其没考虑螺旋流动。

由于环空螺旋流的重要性，许多油田科研工作者对此做了大量理论研究工作，核心问题即是对螺旋流动的求解。1956 年，R. S. Rivlin[23]提出了螺旋流(Helical flow)的概念，推导了流变性复杂流体螺旋流场计算的普遍方法，并给出了粘-弹性流体螺旋流的微分方程组，以后一些研究者在此基础上具体地研究了一些非牛顿流体螺旋流流场的性质，并陆续发表了一些文章[24~29]，大部分文章与石油工程无关。1966 年，Savins 和 Wallick 应用数值解法给出了无屈服应力的流体环空螺旋流动的普遍解法。1985 年翟应虎、刘希圣用这个方法对幂律流体的流场进行数值模拟和激光测速[30]，验证了 Savins 的正确性，并首先结合了石油工程中钻井实际情况，从理论及实验两个方面对螺旋流进行了研究，明确提出用螺旋流流场作为钻井环空流场的理想化模型，并提出用 R. S. Rivlin 等人提出的方法在理论上对螺旋流进行研究。1988 年，郑应人[31]引入了屈服因子，完善了 Savins 方法，使其可以处理有屈服应力的流变性复杂流体的螺旋流场。1996 年，江汉石油学院的郑应人对有屈服应力的流体进行了数值计算。又引入了应力函数和四个流变常数本构方程式[32]，完善了 Savins 解法，使它更适用于石油工业，同时对螺旋流进行了精确求解，给出了螺旋流的雷诺数。1994 年，陈家琅[33]等也将环空螺旋流的理论应用于钻井液的流动理论研究中。随着环空螺旋流理论的不断发展和完善，以及对螺杆泵研究的更深入的要求，逐渐有人将螺旋流理论应用到螺杆泵的研究当中。

另外，各大油田也在实践应用中对螺杆泵的机械性能方面作了研究，例如，驱动装置和密封、解决抽油杆的断脱、驱动装置漏油、泵材料开发、泵结构优化设计等各个方面。

今后随着螺杆泵的大量普及应用，使得对螺杆泵生产管理的要求日益提高，工况分析技术将向着系统化、规范化的方向发展。井下采油螺杆泵主要朝增大泵的下井深度、加大泵的排量、延长泵的使用寿命和拓宽泵的使用范围等方向发展。首先将开发不同工况下的定子衬套材料，使其在恶劣条件下具有良好的机械性能，研制抗磨蚀抗腐蚀的转子材料，降低设备的成本。同时要完善井口配套技术、管柱防脱与扶正技术、地面驱动系统调控技术、螺杆泵的设计与制造、螺杆泵的工况分析及优化设计技术等方面进一步的完善[34, 35]。并且，为适应深井、斜井和水平井采油作业的要求，近年来，国外非常重视电动潜油螺杆泵的开发，并取得了较好的效果。

1.3 本文研究的主要内容

作为越来越受到推崇的螺杆泵采油技术，其工业应用率在不断的扩大。目前，各油田的螺杆泵采油所占份额在逐年增加，螺杆泵正在发挥着巨大的作用，对地面驱动螺杆泵抽油井的工况分析理论的要求也越来越高。

完善的采油井管理应该包括油井正确的设计、规范的施工和合理的监测与维护，由于螺杆泵采油系统要求的技术水平较高，因此螺杆泵的管理不善很容易导致出现故障。目前，螺杆泵采油井的管理还不完善，主要体现在凭经验出设计，缺乏施工标准，缺乏完善的监测手段，日常维护工况分析也只限于外观上，有些问题的处理还处于半经验状态，故障分析多停留在宏观井况的基础上，凭借经验进行感性的判断，没有建立类似于有杆泵采油专家系统或神经网络的模型库，也没有判断各种工况界限的统一标准，现场工人的判断准确率很低，只能根据噪音和振动信号来判别，且要求判断者具有较高的专业水平和丰富的生产经验，不能对整个采油系统进行维护。监测技术与工况诊断是提高螺杆泵采油技术与管理水平的一个重要途径，只有进行定量监测，才能为方案设计、施工和维护等工作提供明确的参考依据。

目前现有的一些方法都有其自身的局限性，而且方法也是比较单一，使得目前螺杆泵采油井系统工况诊断分析还不完善，其诊断的结果在某种程度上仍存在缺陷，有必要进行进一步的研究，以提高螺杆泵采油技术水平及经济效益。因此，为了实现对螺杆泵采油的科学管理，提高螺杆泵采油的科技含量，达到低投入高产出高效益，提高螺杆泵抽油井的工况分析技术水平，本文从以下几个方面对螺杆泵的故障诊断作了进一步的研究。

1) 合现场的实际生产情况，对螺杆泵采油井的工况进行分类，确定工况的指标界限，并对各种工况进行定义。

2) 对螺杆泵抽油井杆管环空内环空螺旋流的流动规律进行描述，建立幂律流体及牛顿流体的环空螺旋流动的相关方程，并进一步确立螺杆泵抽油井杆管环空内流体环空螺旋流动的摩擦压力降及其摩擦扭矩的数学模型。

3) 根据螺杆泵的工作原理，建立螺杆泵抽油井抽油杆柱所受的周向扭矩及轴向力的数学模型。

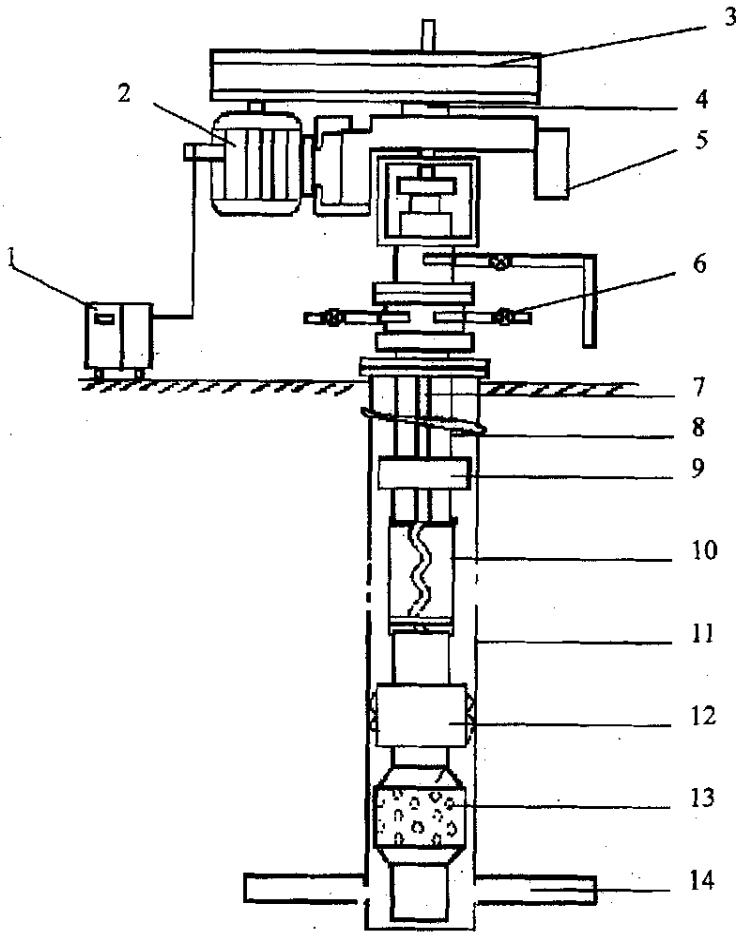
4) 对影响螺杆泵抽油井抽油杆柱与采出液摩擦扭矩的各项因素进行分析。

5) 编制螺杆泵采油井工况分析应用软件，对螺杆泵采油井的生产数据进行管理，并通过油井的生产数据对工况进行分析，提高螺杆泵抽油井日常管理的规范及效率。

第二章　螺杆泵采油系统工况分析理论基础

2.1 螺杆泵采油系统基本工作原理

螺杆泵采油系统主要由驱动装置、井口装置、井下螺杆泵以及中间油管组成(见图 2-1).工作时，由地面动力设备带动抽油杆柱旋转，连接于抽油杆底端的螺杆泵转子随之一起转动，井液从螺杆泵下部吸入，由上端排出，并从油管流出井口再通过地面管线输送至计量站。螺杆泵是靠空腔排油，由于定子比转子多一条螺旋线，所以在转子与定子间形成一个个互不连通的封闭腔室，当转子在定子中旋转时，封闭空腔沿轴线方向由吸入端均匀地挤到排出端，同时，又在吸入端重新形成新的低压空腔将原油吸入，这样封闭空腔随着转子的放置而不断变换位置，并呈现周期性的重复出现，且转子沿着自己轴线旋转的同时双平行于定子轴线并绕定子轴线沿着一定半径的圆周滚动，从而将井内的流体由底部密封腔逐级推向顶部密封腔，并且逐级提高压力，从而把杆管环空中的流体连续不断地举升到地面。



1.控箱；2.电机；3.皮带；4.方卡子；5.平衡块；6.压力表；7.抽油杆；
8.油管；9.扶正器；10.螺杆泵；11.套管；12.防转锚；13.筛管；14 油层

图 2-1 地面驱动螺杆泵采油示意图

Fig. 2-1 The oil extraction sketch map of screw pump

如图 2-2 所示，Ⅱ为Ⅰ转过 90°的状态，A、B 点为定子和转子的相应啮合点，从轴向看，形成了密封线接触，由于密封线的作用，转子和定子组成了一串独立的腔室，转子运动时(作行星运动)，密封空腔在轴向沿螺旋线运动，按照旋向，向前或向后输送流体，由于转子是金属的，定子是由弹性材料制成的，所以两者组成的密封腔很容易在入口管路中获得较高的真空度，使泵具有自吸能力，甚至在气、液混输时也能保持自吸能力。

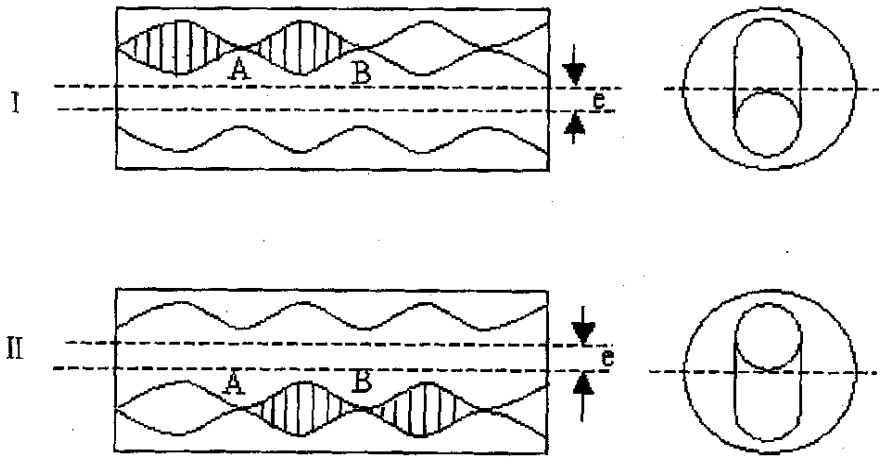


图 2-2 单螺杆泵工作示意图

Fig. 2-2 The working sketch map of single screw pump

图 2-2 中Ⅰ的阴影部分为一个完全封闭的腔室，当转子转动 90°后，腔室按转向移动到泵的压力侧，同时下一个腔室又在吸入侧产生。连续输液的过程，是以连续不断地打开和关闭腔室而实现的。当衬套-螺杆副中吸入的第一个腔室的容积增加时，在它和吸入端的压差作用下，油流便进入第一个腔室，随着螺杆的转动，这个腔室开始封闭，并向排出端移动。就这样，油液通过一个又一个封闭的腔室从吸入端推挤到排出端，压力不断升高，排量非常均匀，从而形成稳定的环空螺旋流动。因此螺杆泵抽油井杆管环空中井液的流动形态与抽油机井不同，是典型的稳定环空螺旋流动，

2.2 工况分析的思路

它的故障诊断主要是经过大量的研究和现场测试，根据螺杆泵的生产资料，通过对比、核对，确定各种螺杆泵工况下的生产参数特征值，判断具体油井的生产参数与各种工况特征值的符合情况，从而判定油井的工作状态，进行故障诊断。

螺杆泵抽油井系统诊断的目的首先是判断油井是否工作正常；其次，对于工况不正常的油井要对故障类型及故障发生部位进行分析。要进行准确地系统诊断，前提是要对螺杆泵抽油井的工况类型和形成机理进行充分的了解。因此，建立螺杆泵抽油井系统诊断模型分以下三个阶段进行：

1)调查分析

在对现场的实际生产资料进行大量统计的基础上，参考了目前的工况分析手段，对工况表现形式进行归纳和分类，对工况特征进行定性描述，并且总结出各种工况下的指标界限。为提高工况分析的准确性，利用产量、电流、动液面工况指标进行一次工况诊断，对于一次诊断难以确定工况的抽油井，利用扭矩及轴向力指标进行二次工况分析，建立相应的工况诊断原则，确定各种工况下各个生产参数

指标的表现形式。

2)建模

为提高抽油杆柱负载扭矩及轴向力计算的准确度，首先以螺杆泵举升系统工作机理及螺杆泵抽油井杆管环空内流体的流动特性为基础，将环空螺旋流的理论应用于螺杆泵抽油井杆管环空中流体流动规律的描述中，考虑了环空螺旋流动对抽油杆柱受力状况的影响，建立了螺杆泵工作时抽油杆柱负载扭矩及杆柱所受轴向力的数学模型。

3)现场检验

根据调查分析建立的诊断原则，结合螺杆泵的受力分析得出的扭矩轴向力的计算值及相关的生产参数，利用C++ Builder 编程软件，编制了螺杆泵抽油井工况分析系统软件，对螺杆泵生产管理中的各种故障进行诊断。

2.3 螺杆泵抽油井采油系统工况类型

2.3.1 螺杆泵抽油井采油系统工况分类

从大量的现场生产资料和经验我们发现，螺杆泵油井经常出现的工作状态有以下八种：抽油杆断脱；油管漏失严重；油管结蜡严重；螺杆泵定子脱胶；螺杆泵定子磨损严重，油井漏失；螺杆泵定子溶涨；工作参数设置偏低及工作参数设置偏高。故障类型暂时分为九种，主要是考虑了现场生产的情况，二是考虑了现在螺杆泵采油的技术和理论允许和达到的程度，若分类过于粗糙，如只分为杆故障、管故障和泵故障，显然满足不了现场的需求；分类过于细致，现有的理论还不能满足，反而导致判断的不准确，造成经济损失。现有的几种故障分类，能够大致覆盖螺杆泵采油的井下故障，而且理论能够达到，具有较高的精度，具体故障类型如图 2-3 所示。

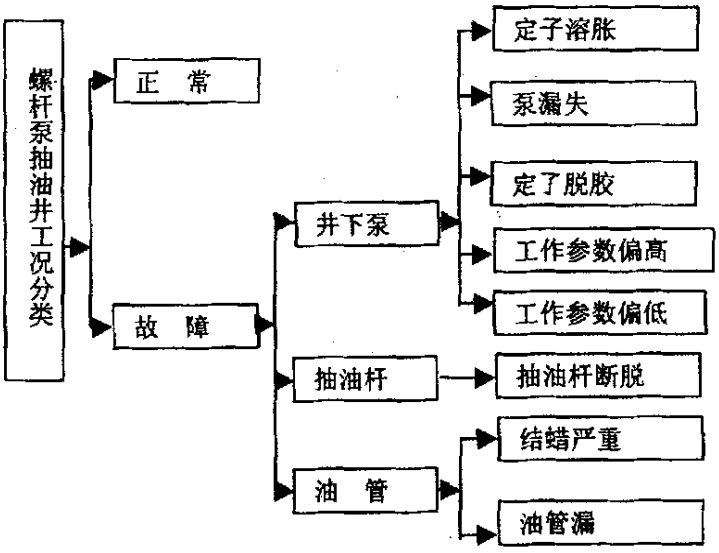


图 2-3 螺杆泵抽油井系统工况类型

Fig. 2-3 The working condition style of screw pump well

其中，如何判断油井处于正常的生产状态是判断其他故障的基础，在判断过程中，我们首先需要判断的是油井是否处于正常的生产状态，进而再进一步判断油井的故障类型。

2.3.2 螺杆泵抽油井采油系统工况定义

2.3.2.1 正常工况

油井处于正常生产状态是区别油井工况特征的基础，所谓正常即油井供排协调，举升系统各部件工作正常稳定，即油井的产量、动液面及力学特征符合安全生产的要求，各状态变量处于适中的范围内。

具体表现为：泵效、沉没度、电流等生产参数在正常范围，系统运行稳定，参数没有大幅度波动；运转过程中，工作扭矩和轴向力较平稳且在正常范围内。

2.3.2.2 抽油杆断脱

由于抽油杆负载过大、磨损或误操作等原因，引起抽油杆断裂、脱扣或撸扣的情况属杆断脱。具体表现为：在短期内，泵效大幅度下降，动液面迅速上升，电流下降甚至接近空载电流，油套压不等，扭矩和轴向力仍为平稳直线，但由于缺少了井下泵的工作扭矩，光杆扭矩值远小于正常工作范围，轴向力缺少了液压力对转子产生的轴向力，因此也小于正常范围。可以根据轴向力来判断抽油杆断脱的位置，若轴向力与杆自重相等，则杆断脱的部位在底部，若不等，则根据杆柱自重产生的轴向力，可计算出杆柱断脱的大概深度。

2.3.2.3 泵漏失

由于泵定子橡胶磨损，造成定子与转子过盈减小，泵承压能力下降。因此，漏失量增加。具体表现形式为：泵效逐渐下降，动液面逐渐上升，电流逐渐下降。由于漏失量加大，泵有功扭矩下降，扭矩低于正常范围，由于液压力产生的轴向力下降，轴向力低于正常范围，但仍大于杆柱在采出液中的重量，油套压在一定程度上连通。

2.3.2.4 定子溶胀

橡胶对温度较敏感，橡胶在定子中作为内衬，随着环境温度的变化，橡胶体积也随之变化，另外由于采出液性质的不同也会对定子橡胶的溶胀产生影响。

因此由于采出液的性质及环境变化的影响，定子橡胶发生溶胀，造成定转子过盈增加，定转子的初始扭矩增加，因此光杆工作扭矩增加，超过正常范围，泵效和动液面正常，电流增加，轴向力正常。定子溶胀严重时会造成定子与转子抱死。

2.3.2.5 定子脱胶

定子脱胶是由于定子粘接强度不够造成的。表现形式为泵效急剧下降，动液面上升，电流下降并波动。脱胶时，泵有功扭矩为零，光杆扭矩下降很大。另外，由于脱胶后定转子之间发生不规则摩擦。光杆扭矩会出现不规则波动。液压力产生的轴向力为零，因此，光杆轴向力低于正常范围，但仍高于杆柱在采出液中的重量。

2.3.2.6 油管漏失

由于抽油杆的偏磨或是由于油管壁上存在裂缝都可能会导致油管漏失，从而使相对于正常生产状

态下的各个量都有所减少，具体表现为泵效下降，动液面上升，电流减小，由于泵工作压差减小，泵有功扭矩很小，光杆扭矩低于正常范围，液压力产生的轴向力减小，光杆轴向力略低于正常范围，但仍高于杆柱在采出液中的重量。

2.3.2.7 油管结蜡

螺杆泵抽油井中随着采出液的温度降低，原油中的蜡质成分凝结出来，附着在油管上，随着时间的延长，油管上的蜡会堵塞整个油流通道，使抽油杆旋转难度增加，蜡的凝析过程就是产量的逐渐降低过程，但是由于抽油杆和凝析蜡的摩擦很大，电机载荷急剧增加，因此，电流上升，甚至存在烧毁电机的危险。

具体表现为当油管内结蜡严重时，会造成过流面积下降，油井的排出能力下降，动液面上升，导致泵效下降，同时电流上升，由于抽油杆和蜡的摩擦扭矩很大且不均匀，因此扭矩值高于正常范围，并且有不规则波动，动液面上升，液压力产生的轴向力偏低，但仍在正常范围。

2.3.2.8 工作参数偏高

工作参数偏高主要表现为螺杆泵转速太高，超出了油井的生产能力，此时由于螺杆泵的排空能力太强，环空动液面很低，油井流出能力大于流入能力。具体表现为泵效较低，动液面很深，沉没度甚至接近泵吸入口，泵抽吸压力不足，产量偏低，电流也偏高，由于泵吸入口与排出口的压力差较大，所以举升液体的扭矩增加，光杆扭矩高于正常范围，轴向力高于正常范围。

长期保持生产参数偏高供液不足，将发生泵抽空，泵空抽时间过长将导致杆断或定子失效并且可能引起烧泵，后果非常严重，应适当降低泵的转速，使泵的转速与油井的供液能力相匹配。

2.3.2.9 工作参数偏低

工作参数偏低时，油井流入能力大于流出，具体表现为泵效较高，动液面很浅或在井口，电流偏低，光杆扭矩低于正常范围，轴向力正常偏低。

2.3.3 工况指标界限的确定

2.3.3.1 产量界限的确定

根据螺杆泵抽油井的协调原理，在选择每口抽油井采用的泵型时主要从产量适配考虑，因此油井正常生产时排量应与泵型的理论排量相符合。从理论上我们可以得出油井的理论产量 Q_s，此理论产量 Q_s 是该油井在机械采油状态下的最大产量，但是由于现场普遍采用了注水驱油或注聚驱油，及其它不稳定因素的影响，不可避免在某一口井或者某一时期会出现注入量比较大导致的自喷现象，根据现场螺杆泵生产井的统计资料，考虑测量不准确等因素的影响，我们把油井产量的上限定为理论产量的 1.10 倍，同时由于在正常的生产井中，由于油井长期的运转和磨损，以及油井设计时螺杆泵型选择的失误，因此产量指标在正常生产下限定为理论产量的 40%，也就是说对于一口正常生产的井，它的产量范围为理论产量 Q_s 的 40%～110%，低于 40%理论产量的井为产量过低井，高于 110%理论产量的井为产量过高井。

2.3.3.2 电流界限的确定

螺杆泵抽油井的生产电流是螺杆泵载荷的一个主要表现形式，载荷的大小直接影响电流的大小，因此我们可以由电流来判断油井载荷的情况。在简单判断螺杆泵抽油井故障状态时，电流的参考价值

还是比较高的[36]，通过统计大庆油田100口生产井，分别对不同泵型的井进行统计，按照常规的电机效率为30%～70%，得出各种常用电机额定功率下的正常工作电流范围见表2-1。

在油井结蜡等情况下，油井的电流会有很大的改变，上表中，电流的范围是油井正常生产的最低和最高值，因此当电流高于最高值时，说明油井载荷过大，故障存在，电流低于最低值，说明油井的载荷低于理论载荷，需要进行故障诊断。

表2-1 不同电机额定功率下的正常工作电流

Tab. 2-1 The natural working electric current in different rated power

电机额定功率，kw	正常工作电流，A
30	25～41
22	20.9～33
11	13.1～18.58
7.5	9.2～13

2.3.3.3 动液面界限的确定

油套环空中动液面的高低反应了油井产量与产能的适应程度，同时动液面也是保证油井正常生产、螺杆泵正常工作的必要条件。动液面过高说明油井排出能力差，不能最大发挥油井的产能，动液面过低，说明油井的工作参数设置太高，油井的供液能力不足。在螺杆泵抽油井正常生产时，既要保证泵的有效利用率，又要保证泵的吸入口压力，因此通常情况下为了保证油井的正常工作，动液面不能过低，以螺杆泵采油井的下泵深度为依据，介于10%～80%下泵深度的动液面深度视为正常的动液面深度，动液面过高或者过低，都是螺杆泵故障的表现。

2.3.3.4 扭矩和轴向力界限的确定

扭矩和轴向力是判断螺杆泵故障的两个重要条件，作为螺杆泵采油的力学特征，扭矩和轴向力的判断条件是相通的。本文在第五章中建立了抽油杆扭矩和轴向力的数学模型，不可避免地利用这些模型计算的数值与测试值之间会有一定的偏差，因此在将测试值与理论值进行比较时，我们需要对理论值加一个取值范围，这样来增加判断的准确性。通过反复的校对和测试资料的比较，修正的范围取为0.6～1.3，高于扭矩理论值的130%的，则说明螺杆泵抽油井井筒中存在非正常情况的摩擦，一种情况可能是油管结蜡严重导致抽油杆与油管的摩擦明显增加，或是泵由于受温度或是受流体的影响而发生溶胀，也可能是由于工作参数偏大造成的，低于扭矩理论值的60%，则说明油井载荷损失严重，出现了故障，出现这种情况通常是由于杆断脱、管断脱或是泵漏失引起的。

若抽油杆的轴向力载荷过大，则可能是由于管结蜡导致摩擦力增大造成的，若是杆管断脱通常都会表现为轴向力小于正常情况下的轴向力。

2.3.4 工况诊断准则的建立

根据以上论述，建立了螺杆泵抽油井工况诊断准则(见表2-2)。

表 2-2 螺杆泵工况诊断准则

Tab. 2-2 The diagnosed model of screw pump running condition

泵效	液面	电流	一次诊断工况	是否需二次诊断	测试扭矩	测试轴向力	油套压	二次诊断工况
合理	合理	合理	正常	N				
合理	合理	偏低	基本正常	N				
合理	合理	偏高	基本正常，有蜡堵趋势	Y	偏大有波动	正常	不等	结蜡
合理	偏高	合理	基本正常，动液面偏高	N				
合理	偏高	偏低	基本正常，动液面偏高	N				
合理	偏高	偏高	基本正常，可能蜡堵或定子溶胀	Y	偏大有波动	正常	不等	结蜡
					偏大	正常	不等	溶胀
合理	偏低	合理	供液不足，参数偏高	N				
合理	偏低	偏低	供液不足，参数偏高	N				
合理	偏低	偏高	供液不足，参数偏高	N				
偏低	合理	合理	可能存在漏失	Y	偏小	偏小	相等	管漏失
					偏小	偏小	相差不大	泵漏失
偏低	合理	偏低	可能存在漏失，但数据有矛盾	Y				
偏低	合理	偏高	可能存在漏失和结蜡	Y	偏小	偏小	相等	管漏失
					偏小	偏小	相差不大	泵漏失
					偏大有波动	正常	不等	结蜡
偏低	偏高	合理	可能漏失	Y	偏小	偏小	相等	管漏失
					偏小	偏小	相差不大	泵漏失
偏低	偏高	偏低	可能漏失、断脱或定子脱胶	Y	不规则波动	偏小	相差不大	定子脱胶
					偏小	偏小	相等	管漏失
					偏小	偏小	相差不大	泵漏失
					偏小	偏小	不等	杆断脱
偏低	偏高	偏高	可能漏失	Y	偏小	偏小	相等	管漏失
					偏小	偏小	相差不大	泵漏失
偏低	偏低	合理	供液不足，参数偏高	N				
偏低	偏低	偏低	供液不足，参数偏高	N				
偏低	偏低	偏高	供液不足，参数偏高	N				
偏高	合理	合理	正常	N				
偏高	合理	偏低	正常	N				
偏高	合理	偏高	基本正常，可能结蜡	Y	偏高且有波动	正常	不等	结蜡
偏高	偏高	合理	基本正常，参数偏低	N				
偏高	偏高	偏低	基本正常，参数偏低	N				
偏高	偏高	偏高	基本正常，可能存在蜡堵	Y	偏高且有波动	正常	不等	结蜡
偏高	偏低	合理	供液不足，但有矛盾	N				
偏高	偏低	偏低	供液不足，但有矛盾	N				
偏高	偏低	偏高	供液不足，但有矛盾	N				

第三章　螺杆泵井杆管环空中流体流动规律描述

螺杆泵由于其在抽汲高粘度、高含砂和高含气量的原油时具有独特的优越性，目前已被各大油田广泛应用。螺杆泵是利用动力设备带动抽油杆柱旋转而实现采油的，因此在抽油杆柱与油管组成的环形空间中，流体的流动是典型的环空螺旋流动。

充满螺杆泵杆管环空共轴圆柱面环形空间内的不可压缩流体，在轴向压力的作用下发生的垂向流动称为环空流动；没有压力梯度，因粘性和环空内圆柱面的旋转而产生的稳定流动是柯特流动[37]。压力梯度和内圆旋转同时存在而形成的流动称为螺旋流动。在螺杆泵正常稳定工作时，杆管环空内流体受轴向不变的压力梯度、重力以及抽油杆柱的剪切作用，其运动轨迹为一螺旋线，即为螺旋流。由于抽油杆柱的旋转，破坏了环空流场内原有的速度和视粘度的分布，从而使杆管环空内流体的流动发生了变化，很明显环空螺旋流比轴向流更能准确描述螺杆泵抽油井杆管环空内流体的流动状态。流体力学界对螺旋流作了一些研究，特别是在钻井液的流动计算当中[38~41]，但并没有把环空螺旋流的理论引入到螺杆泵的研究工作当中，而用于环空水力学计算的有关公式都是在没有考虑杆管环空内流体旋转的条件下得到的，显然这会与实际情况有一定的差异。

3.1 环空螺旋流流动基本数学模型的建立

3.1.1 幂律流体螺旋流的本构方程

幂律流体的本构方程一般式为：

$$T = \eta A_1$$

$$\eta = K(\Pi)^{n-1}$$

对于同心环空中幂律流体螺旋流有：

$$A_1 = \begin{bmatrix} 0 & r\dfrac{d\omega}{dr} & \dfrac{du}{dr} \\ r\dfrac{d\omega}{dr} & 0 & 0 \\ \dfrac{du}{dr} & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{3-1}$$

$$\Pi = \left(\frac{trA_1^2}{2}\right)^{\frac{1}{2}}$$

可得本构方程为：

$$T = K\left[\left(\frac{du}{dr}\right)^2 + \left(r\frac{d\omega}{dr}\right)^2\right]^{\frac{n-1}{2}} A_1 \tag{3-2}$$

3.1.2 环空中幂律流体螺旋流假设模型

1）杆管环空内流体为粘性、不可压缩的幂律流体，在如图 3-1 所示的抽油杆柱与油管组成的环形空间中作等温稳定的层流螺旋流动，壁面无滑移；

2）抽油杆轴线与油管轴线重合，抽油杆柱在油管中是垂直的不发生弯曲；

3）杆管环空中周向流动为层流；

4）流场边界是半径为 r_1 的抽油杆外壁和半径为 r_2 的油管内径。

基于以上假设，我们以井底为中心坐标原点，且 z 坐标轴与管中心轴重合，取圆柱坐标系 $O(r、\theta、z)$，以整个抽油杆柱周围环形空间内的流体为研究对象，建立相应的柱坐标系如图 3-1 所示。

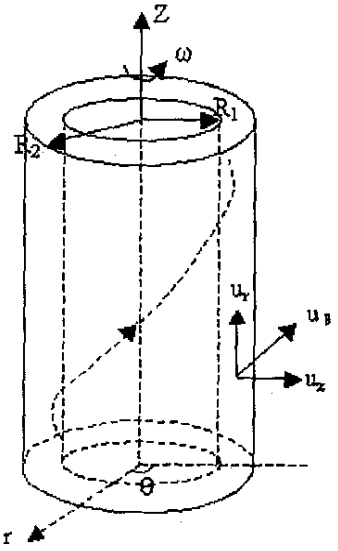


图 3-1 环空螺旋流流场及坐标系

Fig. 3-1 The flow field and coordinate of annular screw

3.1.3 基本方程

由螺杆泵的特性可知，当抽油杆柱转动时，其周围环形空间中的原油既有轴向运动又有周向运动，因此，对于距 z 轴为 r 的一层流体上任一点处，应具有周向、轴向和径向速度分量 u_θ、u_z、u_r 以及周向、轴向和径向切应力分量 $\tau_{r\theta}$、$\tau_{z\theta}$、τ_{zr}。据粘性流体力学以上各量满足运动方程和应力-变形率方程。

圆柱坐标系下 r、θ、z 方向的运动方程为：

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{\partial u_r}{\partial t}+u_r\frac{\partial u_r}{\partial r}+\frac{u_\theta}{r}\frac{\partial u_r}{\partial \theta}-\frac{u_\theta^2}{r}+u_z\frac{\partial u_r}{\partial z}=f_r+\frac{1}{\rho}\left[\frac{\partial \tau_{rr}}{\partial r}+\frac{1}{r}\frac{\partial \tau_{r\theta}}{\partial \theta}+\frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z}+\frac{\tau_{rr}-\tau_{\theta\theta}}{r}\right]\\
&\frac{\partial u_\theta}{\partial t}+u_r\frac{\partial u_\theta}{\partial r}+\frac{u_\theta}{r}\frac{\partial u_\theta}{\partial \theta}+\frac{u_r u_\theta}{r}+u_z\frac{\partial u_\theta}{\partial z}=f_\theta+\frac{1}{\rho}\left[\frac{\partial \tau_{r\theta}}{\partial r}+\frac{1}{r}\frac{\partial \tau_{\theta\theta}}{\partial \theta}+\frac{\partial \tau_{\theta z}}{\partial z}+\frac{2\tau_{r\theta}}{r}\right]\\
&\frac{\partial u_z}{\partial t}+u_r\frac{\partial u_z}{\partial r}+\frac{u_\theta}{r}\frac{\partial u_z}{\partial \theta}+u_z\frac{\partial u_\theta}{\partial z}=f_z+\frac{1}{\rho}\left[\frac{\partial \tau_{rz}}{\partial r}+\frac{1}{r}\frac{\partial \tau_{\theta z}}{\partial \theta}+\frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z}+\frac{\tau_{rz}}{r}\right]
\end{aligned}\right\} \quad (3\text{-}3)$$

式中 f_r、f_θ、f_z——分别为流体运动微团单位质量的质量力在相应的坐标方向的分力。其中：

$$f_r = r\omega^2$$
$$f_\theta = 0$$
$$f_z = -g$$

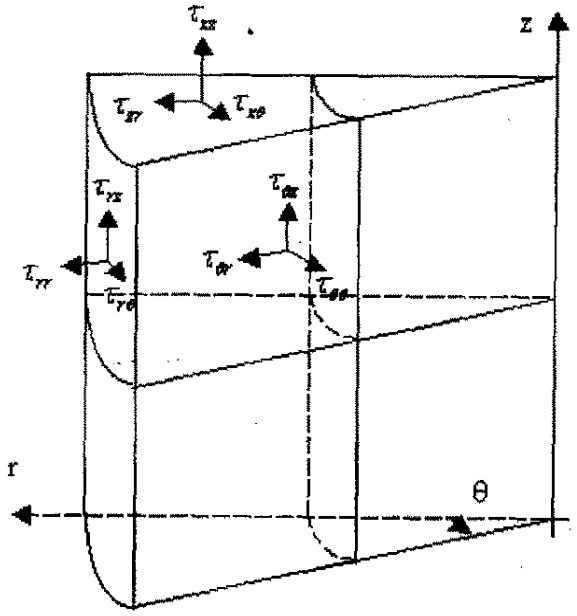


图 3-2 流体应力场示意图

Fig. 3-2 The sketch map of liquid stress field

应力-变形率方程为：

$$\left.\begin{aligned}
\tau_{rr} &= -p + 2\eta\frac{\partial u_r}{\partial r} \\
\tau_{\theta\theta} &= -p + 2\eta\left(\frac{1}{r}\frac{\partial u_\theta}{\partial\theta} + \frac{u_r}{r}\right) \\
\tau_{zz} &= -p + 2\eta\frac{\partial u_z}{\partial z} \\
\tau_{r\theta} &= \tau_{\theta r} = \eta\left[r\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{u_\theta}{r}\right) + \frac{1}{r}\frac{\partial u_r}{\partial\theta}\right] \\
\tau_{\theta z} &= \tau_{z\theta} = \eta\left[\frac{\partial u_\theta}{\partial z} + \frac{1}{r}\frac{\partial u_z}{\partial\theta}\right] \\
\tau_{zr} &= \tau_{rz} = \eta\left(\frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{\partial u_r}{\partial z}\right)
\end{aligned}\right\} \tag{3-4}$$

连续性方程为

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}(ru_r) + \frac{1}{r}\frac{\partial u_\theta}{\partial\theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \tag{3-5}$$

式中　u_θ、u_z、u_r——分别为任一点处流体在给定柱坐标系下的速度分量；

r——距 z 轴的任一距离；

t——时间；

ρ——流体密度；

η——流体视粘度；

$\tau_{r\theta}$——任一点处在柱坐标系下周向切应力分量。

根据假设条件，流动关于 z、θ坐标的对称性，对于速度场有 $\frac{\partial}{\partial\theta}=0$，$\frac{\partial}{\partial z}=0$，因此可得环空中螺旋流的三个速度分量为：

$$\left.\begin{aligned} u_r &= 0 \\ u_\theta &= u_\theta(r) = r\omega_r(r) \\ u_z &= u_z(r) = u(r) \end{aligned}\right\} \tag{3-6}$$

式中 $\omega(r)$、$u(r)$——分别为距轴心为 r 处的流体质点的角速度、轴向速度。

考虑运动方程右边的应力项及质量力项可有：

$\tau_{r\theta}$ 与 θ 无关，所以有 $\frac{\partial\tau_{r\theta}}{\partial\theta}=0$

τ_{rz} 沿轴向均匀分布，所以有 $\frac{\partial\tau_{rz}}{\partial z}=0$

$\tau_{\theta\theta}$ 沿切向坐标 θ 均匀分布，所以有 $\frac{\partial\tau_{\theta\theta}}{\partial\theta}=0$，根据假设条件，流动关于 z、θ坐标的对称性，对于速度场有 $\frac{\partial}{\partial\theta}=0$，$\frac{\partial}{\partial z}=0$，且 $\tau_{\theta z}$ 为不同 θ 的相邻流体微团之间的剪切应力在轴向的分力，由于相同 r 处的流体微团相互之间没有相对运动，所以有：

$$\tau_{\theta z}=\tau_{z\theta}=0$$

根据以上的各个条件，可得在圆柱坐标系下，螺杆泵杆管环空中流体环空螺旋流的运动方程为：

$$\left.\begin{aligned} &\frac{\partial p}{\partial r}+\frac{\tau_{rr}-\tau_{r\theta}}{r}=0 \\ &\frac{\partial\tau_{r\theta}}{\partial r}+2\frac{\tau_{r\theta}}{r}=0 \\ &\frac{\partial p}{\partial z}+\rho g+\frac{\partial\tau_{rz}}{\partial r}+\frac{\tau_{rz}}{r}=0 \end{aligned}\right\} \tag{3-7}$$

令 $A=-\frac{\partial p}{\partial z}-\rho g$，则解上述方程组可得：

$$\tau_{r\theta}=\frac{B}{r^2} \tag{3-8}$$

$$\tau_{rz}=\frac{Ar}{2}+\frac{C}{r} \tag{3-9}$$

式中 B、C 为积分常数，$-A$ 即作用在流体轴向的正应力与体积力的合力，它用于克服流体的流动阻力，使得流体在轴向保持稳定的流动，因而 A 即为单位长度的环空管道内流体的压耗。

即有

$$A=\frac{\Delta p}{L} \tag{3-10}$$

为方便方程计算的简化，作如下的假设：

令
$$\xi = \frac{r}{r_2} \tag{3-11}$$

$$\zeta = \frac{r_1}{r_2},\ 0 < \zeta < 1 \tag{3-12}$$

$$\alpha = \frac{B}{r_2^{\ 2}} \tag{3-13}$$

$$\beta = -\frac{2C}{\mathrm{Pr}_2^{\ 2}} \tag{3-14}$$

则可得
$$\tau_{r\theta} = -\frac{\alpha}{\xi^2} \tag{3-15}$$

$$\tau_{rz} = \frac{Ar_2}{2}\frac{\xi^2 - \beta^2}{\xi} \tag{3-16}$$

根据本构方程式(3-1)有：

$$\left.\begin{aligned} \tau_{r\theta} &= \eta(r) r \frac{d\omega}{dr} = \eta(\xi)\xi\frac{d\omega}{d\xi} \\ \tau_{rz} &= \eta(r)\frac{du}{dr} = \eta(\xi)\frac{1}{r_2}\frac{du}{d\xi} \end{aligned}\right\} \tag{3-17}$$

式中

$$\eta(\xi) = K[(\xi\frac{d\omega}{d\xi})^2 + \frac{1}{r_2^{\ 2}}(\frac{du}{d\xi})^2]^{\frac{n-1}{2}}$$

联立式(3-7)～式(3-17)可得螺杆泵抽油井杆管同心环空中幂律流体螺旋流情况下的视粘度为：

$$\eta = \eta(\xi) = K^{\frac{1}{n}}[\frac{\alpha^2}{\xi^4} + \frac{A^2 r_2^{\ 2}(\xi^2 - \beta^2)}{4\xi^2}]^{\frac{n-1}{2n}} \tag{3-18}$$

对于牛顿流体，n=1，上式变为：

$$\eta = K = \mu \tag{3-19}$$

3.2 螺杆泵井杆管环空中流体速度分布及压力梯度数学模型

3.2.1 杆管环空中流体的速度分布

根据本构方程有：

$$\tau_{r\theta}=\eta r\frac{d\omega}{dr}=\frac{B}{r^2} \tag{3-20}$$

又

$$\xi=\frac{r}{r_2} \tag{3-21}$$

则可得到如下的关系：

$$\frac{d\omega}{d\xi}=\frac{\alpha}{\eta\xi^3} \tag{3-22}$$

同理可以得到

$$\frac{du}{d\xi}=\frac{Ar_2^{\,2}}{2}\frac{\xi^2-\beta^2}{\eta\xi} \tag{3-23}$$

所以对上述两式积分，就可得到螺杆泵抽油井杆管同心环空中，螺旋流的角速度ω和轴向速度 u 的表达式为：

$$\omega=\int^{\xi}\frac{\alpha}{\xi^3K^{\frac{1}{n}}[\frac{\alpha^2}{\xi^4}+\frac{A^2r_2^{\,2}(\xi^2-\beta^2)}{4\xi^2}]^{\frac{n-1}{2n}}}d\xi \tag{3-24}$$

$$u=\int^{\xi}\frac{Ar_2^{\,2}(\xi^2-\beta^2)}{2\xi K^{\frac{1}{n}}[\frac{\alpha^2}{\xi^4}+\frac{A^2r_2^{\,2}(\xi^2-\beta^2)}{4\xi^2}]^{\frac{n-1}{2n}}}d\xi \tag{3-25}$$

对于牛顿流体，n=1，K=μ，则可得到杆管环空中牛顿流体螺旋流的速度分布为：

$$\omega=\frac{\alpha}{2\mu}-\frac{\alpha}{2\mu\xi^2} \tag{3-26}$$

即有：

$$\omega=\frac{r_1^{\,2}\omega_0}{r^2(r_2^{\,2}-r_1^{\,2})}(r_2^{\,2}-r^2)$$

$$u=\frac{Ar_2^{\,2}}{4\mu}(\xi^2-1-2\beta^2\ln\xi) \tag{3-27}$$

则：

$$u=\frac{A}{4\mu}(r^2-r_2^{\,2}-\frac{1}{2}\frac{r_2^{\,2}-r_1^{\,2}}{\ln r_2^{\,2}-\ln r_1^{\,2}}\ln\frac{r}{r_2})$$

根据流量定义：

$$Q=\int_{R_1}^{R_2}2\pi rudr$$

$$=-\pi Ar_2^{\,4}\int_{\xi}^{1}\xi d\xi\int_{\xi}^{1}\frac{x^2-\beta^2}{x\eta(x)}dx$$

$$=\frac{\pi A r_2^{\ 4}}{2}\int_{\xi}^{\xi}\frac{(\zeta^2-\xi^2)(\xi^2-\beta^2)}{\xi\eta(\xi)}d\xi \tag{3-28}$$

即螺杆泵抽油井杆管同心环空中幂律流体螺旋流的流量为：

$$Q=\frac{\pi A r_2^{\ 4}}{2}\int^{\xi}\frac{\xi(\xi^2-\beta^2)}{K^{\frac{1}{n}}[\frac{\alpha^2}{\xi^4}+\frac{A^2 r_2^{\ 2}(\xi^2-\beta^2)}{4\xi^2}]^{\frac{n-1}{2n}}}d\xi \tag{3-29}$$

对于牛顿流体，可有：

$$Q=-\frac{\pi A r_2^{\ 2}}{8\mu}(1-\xi^2)(1+\frac{1-\zeta^2}{\ln\zeta}+\xi^2) \tag{3-30}$$

则幂律流体平均流速为：

$$v=\frac{A r_2^{\ 2}}{2(1-\xi^2)}\int^{\xi}\frac{\xi(\xi^2-\beta^2)}{K^{\frac{1}{n}}[\frac{\alpha^2}{\xi^4}+\frac{A^2 r_2^{\ 2}(\xi^2-\beta^2)}{4\xi^2}]^{\frac{n-1}{2n}}}d\xi \tag{3-31}$$

对于牛顿流体，n=1，K=μ，可得平均流速为：

$$v=-\frac{A r_2^{\ 2}}{8\mu}(1+2\xi^2-\frac{\zeta^2-1}{\ln\zeta}) \tag{3-32}$$

3.2.2 杆管环空中流体流动的压力梯度

由平均流速公式及流量公式可以得到压力梯度的公式如下：

$$A=\frac{2(\zeta^2-1)}{r_2^{\ 2}\int^{\xi}\frac{\xi(\xi^2-\beta^2)}{K^{\frac{1}{n}}[\frac{\alpha^2}{\xi^4}+\frac{A^2 r_2^{\ 2}(\xi^2-\beta^2)}{4\xi^2}]^{\frac{n-1}{2n}}}d\xi} \tag{3-33}$$

对于牛顿流体则为：

$$A=\frac{-8\mu v}{r_2^{\ 2}(1+\zeta^2+\frac{1-\zeta^2}{\ln\zeta})} \tag{3-34}$$

即有：

$$A=\frac{-8\mu Q}{\pi(r_2^{\ 2}-r_1^{\ 2})(r_2^{\ 2}+2r_1^{\ 2}+\frac{r_2^{\ 2}-r_1^{\ 2}}{\ln\frac{r_1}{r_2}})} \tag{3-35}$$

3.3 螺杆泵井杆管环空中幂律流体螺旋流的边界条件

根据螺杆泵抽油井的工作特点，抽油杆旋转油管静止，粘附在抽油杆柱上的一层流体和杆柱同步转动，而在油管壁上的一层流体和油管一样固定不动，因而在外管管壁处流体切向速度为零，在抽油杆外壁处流体运动微团的切向旋转角速度和内管旋转角速度一致，在抽油杆及油管管壁处流体轴向速度均为零，故对上述的方程有下列边界条件：

$$\left.\begin{aligned}\omega(r)\mid_{r=r_1}&=\omega_0\\ \omega(r)\mid_{r=r_2}&=0\\ u(r)\mid_{r=r_1}&=u(r)\mid_{r=r_1}=0\end{aligned}\right\}\tag{3-36}$$

则由速度分布表达式

$$\omega_0-\int^{\xi}\frac{\alpha}{\xi^3K^{\frac{1}{n}}[\frac{\alpha^2}{\xi^4}+\frac{A^2r_2^{\,2}(\xi^2-\beta^2)}{4\xi^2}]^{\frac{n-1}{2n}}}d\xi=0\tag{3-37}$$

$$\int^{\xi}\frac{(\xi^2-\beta^2)}{\xi K^{\frac{1}{n}}[\frac{\alpha^2}{\xi^4}+\frac{A^2r_2^{\,2}(\xi^2-\beta^2)}{4\xi^2}]^{\frac{n-1}{2n}}}d\xi=0\tag{3-38}$$

对于牛顿流体，可由式(3-36)、(3-37)得出：

$$\alpha=\frac{2\mu\zeta^2\omega_0}{\zeta^2-1}\tag{3-39}$$

$$\beta=(\frac{\zeta^2-1}{2\ln\zeta})^{\frac{1}{2}}$$

3.4 螺杆泵井压力损耗及杆柱所受扭矩

通常在螺杆泵抽油井杆管的环空中，流体的流动速度不高，剪切速率通常较低，流体可看作牛顿流体。

3.4.1 杆管环空中流体流动的压力损耗

$$A=-\frac{8\mu Q}{\pi r_2^{\,2}}[(1-\xi^2)(1+\frac{1-\zeta^2}{\ln\zeta}+\xi^2)]^{-1}$$

$$\Delta p=\frac{-8\mu QL}{\pi(r_2^{\,2}-r_1^{\,2})(r_2^{\,2}+r_1^{\,2}+\dfrac{r_2^{\,2}-r_1^{\,2}}{\ln r_1-\ln r_2})} \tag{3-40}$$

3.4.2 抽油杆柱所受到扭转力矩

由$\tau_{r\theta}$的意义可以知道，井液流体中任一点处的周向切应力分量，由式(3-39)、(3-12)及式(3-13)可得：

$$B=\frac{2\mu r_1^{\,2}r_2^{\,2}\omega_0}{r_2^{\,2}-r_1^{\,2}}$$

将上式代入式(3-8)，则抽油杆外壁处的周向切应力分量为：

$$\tau_{r_1\theta}=\tau_{r\theta}\big|_{r=r_1}=\frac{2\mu r_1^{\,2}r_2^{\,2}\omega_0}{(r_2^{\,2}-r_1^{\,2})r^2}\Big|_{r=r_1}$$

$$=\frac{2\mu r_1^{\,2}r_2^{\,2}\omega_0}{(r_2^{\,2}-r_1^{\,2})r_1^{\,2}} \tag{3-41}$$

则单位长度的抽油杆柱受到的扭矩为：

$$M=\int_0^{2\pi}r_1^{\,2}\tau_{r_1\theta}d\theta$$

$$=\int_0^{2\pi}(\tau_{r\theta}\big|_{r=r_1})r_1^{\,2}d\theta$$

由于$\tau_{r_1\theta}$只与r_1有关，与θ无关，故上式为：

$$M=2\pi r_1^{\,2}\tau_{r_1\theta}$$

$$=\frac{4\pi\mu\omega_0 r_1^{\,2}r_2^{\,2}}{r_2^{\,2}-r_1^{\,2}} \tag{3-42}$$

3.5 螺杆泵井杆管环空中幂律流体压力损耗

当已知螺杆泵的排量Q，求解流动压耗时，可由式(3-31)得出一个方程，由式(3-38)、(3-39)联立，解出未知数α、β，则可得出压力损耗的公式。

第四章　螺杆泵井杆管环空流动水力计算

4.1 螺杆泵进出口压差

在螺杆泵的受力分析当中，泵进出口压差是一个重要的参数，它直接影响了负载扭矩及轴向力计算的准确性。根据螺杆泵的工作原理，泵压头的确定可用如下的计算公式：

$$\Delta p = p_t + \rho_t g L - \rho_c g h - p_c + \Delta p_f \tag{4-1}$$

式中　ρ_t——油管中流体的平均密度,kg/m^3；

ρ_c——油套环空中流体的平均密度,kg/m^3；

L——泵出口至井口的距离，m；

h——油套环空动液面至泵吸入口的距离，m；

p_c——井口套压，Pa；

p_t——井口油压，Pa；

Δp_f——泵出口至井口流体流动的摩擦阻力损失，Pa。

由式(4-1)我们可以看出泵压头的计算，关键是对泵出口至井口流体流动的沿程阻力损失的处理。根据螺杆泵抽油井杆管环空内流体的流动特征，可将泵出口至井口流体流动的沿程损失 Δp_f 分解为流体沿泵以上的油管和抽油杆的环形空间，向上作螺旋流动的沿程摩擦阻力损失Δp_1 和流体在杆管环空中流动时所产生的局部阻力损失Δp_2。

4.1.1 模型条件假设

为了便于分析，对地面驱动螺杆泵采油系统管道结构及管道内流体流动做如下的假设：

1）油杆视为等直径直杆；

2）抽油杆柱与油管组成垂直同心环空管；

3）流体为牛顿流体，流动为层流；

4）不考虑管道的粗糙度，假设管道为水力光滑管；

4.1.2 模型的建立

油管与杆柱环形空间的流体流动是有杆抽油系统中的一个运动子系统，抽油杆在电机驱动设备的驱动下旋转，从而带动螺杆泵抽油井杆管环空中流体作螺旋流动，因此可将 ΔP_f 分解为如下的两个部分：

$$\Delta p_f = \Delta p_1 + \Delta p_2$$

式中　ΔP_f——摩阻损失，Pa；

ΔP_1——流体流过抽油杆接箍的局部阻力损失，Pa；

ΔP_2——流体在杆管环空内作螺旋流动时所产生的摩擦损失，Pa；

根据水力学知识，沿程水头损失 h_1 为：

$$h_1 = n\xi\frac{u^2}{2g} \tag{4-2}$$

式中　d_e——当量直径，m；据水力学知识 $d_e=2(r_2-r_1)$；

λ——摩阻系数；

ξ——局部阻力系数；

n——抽油杆接箍个数；

u——流体流速，m/s。

可知，螺杆泵实际排量公式可表示为：

$$Q_v = u\pi\left(r_2^{\ 2} - r_1^{\ 2}\right)$$

式中　Q_v——泵的实际排量，m^3/s；

即

$$u = \frac{Q_v}{\pi\left(r_2^{\ 2} - r_1^{\ 2}\right)}$$

则流体沿泵以上的油管和抽油杆的环形空间向上流动的沿程阻力损失为：

$$\Delta p_1 = \frac{\rho n\xi Q_v^{\ 2}}{2\pi^2(r_2^{\ 2} - r_1^{\ 2})^2} \tag{4-3}$$

由流体力学的知识，根据式(3-33)井液在螺杆泵抽油井杆管环空中作螺旋流动，则流体流动摩擦压降为：

$$\Delta p_2 = \frac{8\mu Q_v L}{\pi(r_2^{\ 2} - r_1^{\ 2})(r_2^{\ 2} + r_1^{\ 2} + \frac{r_2^{\ 2} - r_1^{\ 2}}{\ln r_1 - \ln r_2})} \tag{4-4}$$

则摩擦阻力ΔP_f的值可表示为：

$$\Delta p_f = \Delta p_1 + \Delta p_2$$

$$= \frac{\rho n\xi Q_v^{\ 2}}{2\pi^2(r_2^{\ 2} - r_1^{\ 2})^2} + \frac{8\mu Q_v L}{\pi(r_2^{\ 2} - r_1^{\ 2})(r_2^{\ 2} + r_1^{\ 2} + \frac{r_2^{\ 2} - r_1^{\ 2}}{\ln r_1 - \ln r_2})} \tag{4-5}$$

将式(4-5)代入式(4-1)即为泵进出口压差的计算公式。

ξ为局部阻力系数，可将抽油杆大小头的接箍与泵筒这一局部位置近似地看成一个闸阀，其开合度为环形流面积与泵筒面积的比值，再根据表 4-1 来确定其系数的值。

表 4-1 闸阀局部阻力系数与开启度对比表

Tab. 4-1 The table of resistance coifficient contrasted with degreen of splaying

开启度	1/8	1/4	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1
局部阻力系数 ξ	97.8	17	5.52	2.06	0.81	0.26	0.15	0.05

4.2 产出液粘度的确定

螺杆泵油井采出液中包括两种液相：油相和水相，水驱时，油井的采出液是原油和水的混合物，为牛顿流体，只要含水一定，混合物的粘度就为一定值，对于聚驱油井，采出液是聚合物溶液与原油的混合物，是非牛顿流体，并且聚合物采出液的粘度要高于水驱采出液的粘度。

4.2.1 水驱油井产出液粘度的计算

4.2.1.1 当没有粘温数据时水驱油井产出液粘度的计算

1) 原油粘度

利用丘(Chew)和康纳利(Connally)给出的公式计算饱和原油的粘度：

$$\mu_o = A\mu_{on}^{\ B} \tag{4-6}$$

其中

$$A = 10.715(5.6146S_s + 100)^{-0.515}$$

$$B = 5.44(5.6146S_s + 150)^{-0.338}$$

式中 μ_o——管路条件下饱和原油的粘度，mPa·s；

μ_{on}——与管路温度相同的地面脱气原油的粘度，mPa·s；

根据贝格斯和鲁宾逊的实验结果，可以用以下的计算公式来计算地面脱气原油的粘度。

$$\mu_{on} = 10^x - 1 \tag{4-7}$$

其中

$$x = y(1.8t + 32)^{-1.163}$$

$$y = 10^z$$

$$z = 3.0324 - 0.02023(\frac{141.5 - 131.5\delta_0}{\delta_0})$$

式中 δ_0——地面原油的相对密度，无因次；

2) 水的粘度

水的粘度受压力的影响不大，影响其变化的因素主要来自温度的变化，范温根(Van Wingen)给出了水的粘温曲线，贝格斯和布里尔据此提出了计算水的粘度的公式：

$$\mu_w = \exp\{1.003 + [1.479\times10^{-2}(1.8t + 32)] + [1.982\times10^{-5}(1.8t + 32)^2]\} \tag{4-8}$$

式中 μ_w——水的粘度，mPa·s；

3) 油水混合物的粘度

由于原油和水的组成和性质不同，混合物所处的压力和温度等条件各异，使得油水混合物的的性

质十分复杂，当油水混合物为牛顿流体时，对于采出液的粘度可以采用加权法进行计算：

$$\mu = \mu_o(1-f_w)+\mu_w f_w \tag{4-9}$$

式中　μ——采出液的粘度，mPa·s；

μ_o——采出液中油相的粘度，mPa·s；

f_w——含水率。

4.2.1.2 当有粘温数据时水驱油井产出液粘度的计算

通过单井油样分析，测出不同温度下的原油粘度(4个点以上)，以温度为横坐标，原油粘度为纵坐标，作粘温曲线，再用graph作图软件，对曲线进行拟合，找出粘度与温度间的函数关系式$\mu = f(t)$。如图4-1所示，因此可用拟合曲线的关系式代替粘温数据曲线，再根据某地区的地温梯度，找出原油粘度与井深间函数关系式$\mu = f(h)$。

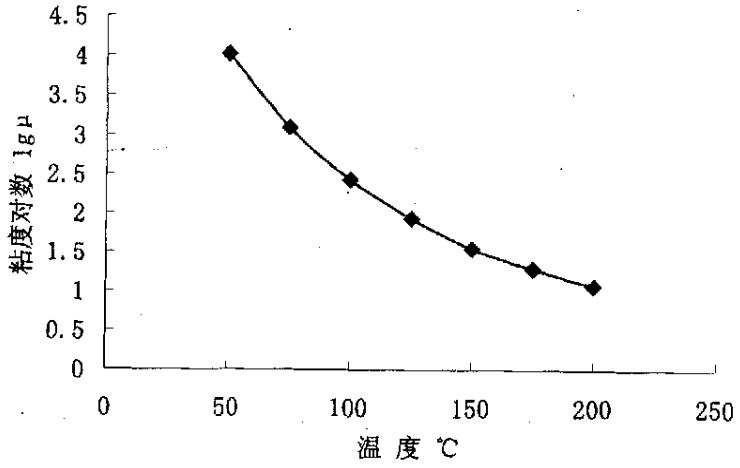


图4-1 某油井典型粘温曲线

Fig.4-1 The typical mucosity curve of certain oil well

4.2.2 聚驱油井产出液粘度的计算

聚合物采出液是一种典型的非牛顿流体，因此聚合物采出液的粘度随剪切速率的变化而变化，其表观粘度不但与聚合物的浓度有关，而且受剪切速率的影响，在相同的浓度、不同的剪切速率情况下，采出液所表现出的表观粘度不同[42, 43]，同时，聚合物又是一种特殊的非牛顿流体，它的特殊性在于它的粘弹性，聚合物溶液的粘度包括粘性粘度和弹性粘度，在剪切速率较低时，粘性粘度占主要地位，而当剪切速率超过一定值时，它就表现出粘弹性。

通常在螺杆泵抽油井杆管的环空中，剪切速率通常较低，因此可以认为，采出液中水相和油相主要表现出粘性流体，且符合幂律模式，对于采出液的粘度可以采用加权法进行计算：

$$\mu = \mu_o(1-f_w)+\mu_p f_w \tag{4-10}$$

式中　μ——采出液的粘度，mPa·s；

μ_o——采出液中油相的粘度，mPa·s；

μ_p——聚合物溶液粘度，mPa·s；

f_w——含水率。

计算采出液粘度时，水相即聚合物溶液是非牛顿流体，它的粘度与剪切速率的关系为：

$$\mu_p = K\gamma^{n-1} \tag{4-11}$$

式中 K——稠度系数，mPa·s；

n——流变指数，无因次；

γ——流体通过环空的剪切速率，s^{-1}。

对于聚合物驱螺杆泵抽油井[44]，水相在油管与抽油杆的环空中流动的剪切速率可用下式来计算：

$$\gamma = \frac{4\bar{u}(1+n)(1+2n)}{n(1+3n)(d_2-d_1)} \tag{4-12}$$

式中 $\bar{u}$——井液的平均流速，m/s。

$$\bar{u} = \frac{4Q}{86400\pi(d_2^{\ 2}-d_1^{\ 2})}$$

聚驱油井采出液中的油相与水驱采出液的油相不同，也是非牛顿流体，它的粘度计算与水相粘度计算相同也要考虑剪切速率的影响。

$$\mu_o = K\gamma^{n-1} \tag{4-13}$$

则最后根据水相及油相的的粘性流变性测试曲线，可得出稠度系数及幂律指数后，就可根据式(4-10)、式(4-11)及式(4-9)计算出聚合物驱油井的采出液粘度。

4.3 理论产量的计算

根据螺杆泵的工作原理，螺杆泵的转子每转一转的排量 q 应该为：

$$q = 4eDT$$

式中 e——转子的偏心距，m；

D——定子的截面直径，m；

T——定子导程，m。

则油井的日产量为：

$$Q_s = 5760neDT \tag{4-14}$$

式中 Q_s——螺杆泵油井的理论日产液量，m^3/d；

n——泵实际转数，min^{-1}。

第五章　螺杆泵井抽油杆柱受力分析

与抽油机井的工作原理不同，螺杆泵抽油井在正常工作时即要受到轴向的载荷作用，同时又要受到周向扭转载荷的作用。

5.1 螺杆泵抽油杆负载扭矩

地面驱动的单螺杆泵抽油井是由地面动力驱动抽油杆带动其转子在定子内旋转，从而将原油从井下举升到地面的抽油设备。

地面驱动螺杆泵抽油井在正常工作时，原动机通过抽油杆柱带动螺杆泵旋转，抽油杆柱受到五种扭矩的作用：抽油杆柱与井液的摩擦扭矩、转子的有功扭矩、抽油杆柱与油管间的摩擦扭矩、定子与转子间的摩擦扭矩及抽油杆的惯性扭矩，总的扭矩可表示为：

$$M = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + M_5 \tag{5-1}$$

式中　M_1——转子的有功扭矩，N·m；

M_2——定子与转子间的摩擦扭矩，N·m；

M_3——抽油杆柱与井液的摩擦扭矩，N·m；

M_4——抽油杆柱与油管间的摩擦扭矩，N·m；

M_5——抽油杆的惯性扭矩，N·m。

5.1.1 转子的有功扭矩

螺杆泵工作时通过螺杆-衬套副的作用，将转子的机械能转化成流体的压能，每转的能量转化关系为：

$$2\pi M_1 = q\Delta p \tag{5-2}$$

式中　q——转子转动一周的理论排量，m^3；

Δp——螺杆泵吸入端与排出端流体压差，Pa。

其中

$$q = \frac{Q_v}{1440n} \tag{5-3}$$

$$\Delta p = p_t + \rho_t gL - \rho_c gh - p_c + \Delta p_f \tag{5-4}$$

式中　n——泵的转速，min^{-1}；

ρ_t——油管中流体的平均密度,kg/m^3；

ρ_c——油套环空中流体的平均密度,kg/m^3；

L——泵出口至井口的距离，m；

h——油套环空动液面至泵吸入口的距离，m；

p_c——井口套压，Pa；

p_t——井口油压，Pa；

Q_v——泵的体积流量，m^3/d；

Δp_f——泵出口至井口流体流动的阻力损失，Pa。

5.1.2 定子与转子间的摩擦扭矩

单螺杆泵在井底工作时，转子在定子内转动，螺杆泵定子与转子间存在过盈配合，所以定转子间存在着摩擦，定子对转子施加摩擦扭矩的作用，其扭矩可表示为：

$$M_2 = M_0 + M_r + M_s \tag{5-5}$$

式中 M_0——定子与转子间的初始过盈产生的摩擦扭矩，N·m；

M_r——由定子热胀而产生的摩擦矩，N·m；

M_s——由定子溶胀而产生的摩擦扭矩，N·m。

5.1.2.1 转子与定子初始过盈所产生的摩擦扭矩

为了使螺杆泵能够正常工作，就必须使定子和转子间的空腔保持良好的密封性，即必须有一定的过盈量，原因是：

1）受加工工艺技术的限制，不能保证定子和转子具有完全理想的几何形状；

2）定子橡胶是弹性体，在一定压差下会发生弹性变形和漏失；

3）由于转子在运转时会产生惯性力和液压径向力，这两个力的合力将使转子在合力的方向上压缩定子橡胶而产生位移，从而使定子和转子间的另一侧产生间隙。

螺杆泵的单级工作压差主要是靠定子和转子间的过盈量来实现的[45]，过盈量越大，单级工作压差就越大，转子的扭矩也就越大；过盈量越小，单级工作压差就越小，满足不了油井举升的需要，因此，定子和转子之间摩擦扭矩主要是由定子与转子间的过盈量来决定的。

通过对转子与定子初始过盈量不同的螺杆泵的试验，发现泵的初始摩擦扭矩 M_0 与初始过盈量 σ_0 成正比，而与转子的转速 n 成反比。表 5-1 中列出了一组数据，试验温度为 20℃，试验介质为清水。

表 5-1 M_0 随 σ_0 与 n 变化的试验数据

Tab. 5-1 The texting data of M_0 changing with σ_0 and n

初始过盈量 σ_0 (mm)	转子转速 n (min^{-1})				
	50.00	100.00	160.00	205.00	255.00
	初始摩擦扭矩 M_0 (N·m)				
0.40	32.10	27.05	26.52	25.49	24.89
0.45	35.13	31.84	30.87	29.72	28.79
0.48	38.28	36.90	35.09	34.56	33.05
0.50	38.56	36.24	35.90	34.85	33.28
0.53	41.70	38.10	36.34	35.29	33.50
0.55	42.56	41.52	40.90	39.38	38.59
0.70	56.11	55.03	54.21	53.40	51.98

对试验数据进行回归，得 M_0 与 σ_0、n 的关系式为：•

$$M_0 = 91.3\sigma_0 - n^{0.45} \tag{5-6}$$

式中　M_0——转子与定子初始过盈所产生的摩擦扭矩，N·m；

σ_0——泵定子与转子初始过盈值，mm；

n ——抽油杆转速，min^{-1}。

5.1.2.2　定子与转子间由于热胀产生的摩擦扭矩

定子与转子间由于热胀产生的摩擦扭矩为：

$$M_r = K_0 \sigma f_n R \tag{5-7}$$

式中　K_0——定子橡胶的弹性模量，N/m；

σ——衬套橡胶在井下因热胀而增加的过盈量，m；

f_n——定子与转子间的摩擦系数；

R——转子截面半径，m；

螺杆泵定子和转子由于井下橡胶热胀所产生的摩擦扭矩，与橡胶的弹性和橡胶径向热胀量的乘积成正比，根据橡胶特性，当温度升高时，定子橡胶硬度减小，橡胶的弹性模量减小，但温度升高橡胶径向热胀量增大，这两个变量综合作用的结果使摩擦扭矩基本没有变化。

5.1.2.3 定子、转子间由于溶胀产生的摩擦扭矩

泵定子橡胶溶胀所产生的摩擦扭矩，在井下高温高压条件下原油使橡胶产生溶胀，油浸后泵的摩擦扭矩增加比较显著。摩擦扭矩增加的原因有两个：一是油浸介质中的轻质成分在高温高压条件下渗透到橡胶内部，使橡胶体积膨胀，增大了转子和定子间的过盈值；二是油浸后橡胶的硬度增大，即可从油浸前的邵 A 硬度 65 增加到油浸后的邵 A 硬度 70 ，定子的弹性模量也增加，泵的摩擦扭矩也随着增大。此外，增大的扭矩还与泵转速有关，认为当泵转速从 50 min^{-1} 增加到 250 min^{-1} 时，油浸后的摩擦扭矩增量从 45.5 N·m 增加到 48 N·m，取其平均值为 47 N·m。

则克服泵内摩擦阻力所需的扭矩 M_2 为：

$$M_2 = 91.3\sigma_0 - n^{0.45} + 47 \tag{5-8}$$

5.1.3 抽油杆柱在井液中旋转所受摩擦力矩

地面驱动螺杆泵工作时，地面驱动头通过抽油杆柱带动井下螺杆泵旋转，抽油杆柱将会受到环空管道内油液的摩擦阻力矩的作用，假设抽油杆柱为等直径，流体为牛顿流体，则抽油杆柱所受流体摩擦阻力矩 M_3 为：

$$M_3 = \frac{8\pi^2 \mu L n r_1^2 r_2^2}{15(r_2^2 - r_1^2)} \tag{5-9}$$

式中　μ——流体粘度，Pa·s；

r_1——抽油杆半径，m；

r_2——油管内半径，m；

L——抽油杆长度，m。

5.1.4 克服抽油杆柱和油管间的摩擦扭矩

假设油井倾角为α，由力学原理我们知道，抽油杆柱与油管间的摩擦扭矩为杆管间摩擦力与抽油杆接箍半径之积，摩擦力为抽油杆柱在油管上产生的正压力乘以摩擦系数，由于抽油杆柱受到杆柱自重与螺杆泵举升压力的双重作用，若油井弯曲段与垂直方向的夹角为α，则可得到抽油杆柱与油管之间的摩擦扭矩。

已知液柱载荷等于举升高度折算压力乘以面积[46]，可用下式表示：

$$F == \frac{\pi \Delta p D_p^{\ 2}}{4} \tag{5-10}$$

克服抽油杆柱的油管间的摩擦扭矩M_4为：

$$M_4 = \frac{fD_r}{8}[\rho_r L D_r^{\ 2} + \Delta p D_p^{\ 2}]\sin\alpha \tag{5-11}$$

式中 D_r——抽油杆柱接箍直径，m；

ρ_r——抽油杆的密度，kg/m^3；

D_p——螺杆泵截面直径，m；

H——液面深度，m；

f——摩擦系数。

5.1.5 抽油杆的惯性扭矩

螺杆泵地面装置启动时，光杆的转速瞬间提高，由于原油粘滞力的影响，抽油杆扭矩的传递缓慢。如图可见，抽油杆在启动的瞬间对惯性扭矩进行准确计算，以便于判断启动或停泵瞬间是否超载。由图5-1中可见，在启动的瞬间杆柱所承受的扭矩要比泵在正常工作时所承受的扭矩大得多。

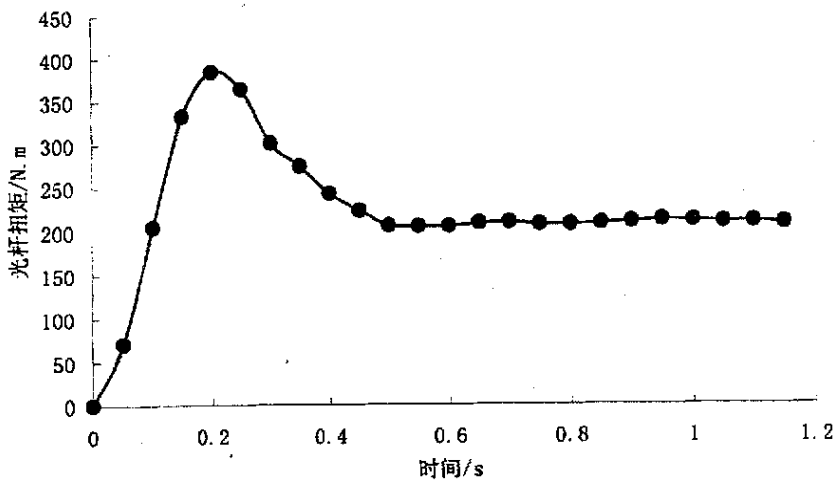


图5-1 泵启动瞬间光杆扭矩曲线

Fig.5-1 The tortuosity curve of sucker rod torque

由于螺杆泵在启动或停泵的瞬间速度变化受诸多因素的影响，没有准确规律可循，为了便于计算，假定螺杆泵的启抽过程为匀加速旋转运动，停泵过程为匀减速旋转运动，则抽油杆的转速发生变化时，由加速度引起的抽油杆的惯性扭矩为：

$$M_5 = 2\varepsilon L m d_1^2$$

又有

$$\varepsilon = \omega / t$$

$$\omega = 2\pi n / 60$$

则可得启抽或停泵引起的抽油杆的惯性扭矩为：

$$M_5 = \frac{\pi n m d_1^2}{15t} \tag{5-12}$$

式中　ε——转动角加速度，$1/s^2$；

L——抽油杆长度，m；

d_1——抽油杆的直径，m ；

m——单位长度杆柱的质量，kg；

t——启动或停泵时间，s；

5.2 轴向力的计算

螺杆泵抽油井工作过程中，管柱受力状况与抽油机井不同[47~49]，由于螺杆泵连续稳定地抽汲原油，管柱不承受交变的液柱载荷。抽油杆所受的轴向力有 5 种：抽油杆的重力、抽油杆在井液中的浮力、螺杆泵进出口压力差作用在转子上的轴向力、井液向上流动对抽油杆产生的摩擦力及温度效应所引起的轴向力。

根据抽油杆受力时的力学特点,在建立模型时假设：抽油杆在井下为刚性杆柱并且在抽油杆截取的微单元体上，线密度及截面积相同。

则抽油杆柱所受的轴向力为：

$$F = F_1 + F_2 - F_3 - F_4 - F_5 \tag{5-13}$$

式中　F_1——抽油杆自重，N；

F_2——流体压力作用在转子上的轴向力，N；

F_3——抽油杆浮力，N；

F_4——采出液流动时对抽油杆的轴向摩擦力，N；

F_5——温度效应产生的轴向力，N；

1)抽油杆柱的自身重量

$$F_1 = \rho_1 g \pi r_1^2 L \tag{5-14}$$

式中　F_1——杆柱顶部载荷，N；

ρ_1——抽油杆线密度，kg/m^3；

L——抽油杆柱长度，m；

r_1——抽油杆柱半径，m；

2)流体压力作用在转子上的轴向力

即泵压头作用在螺杆泵的转子上对抽油杆柱产生的轴向力：

$$F_2 = (\pi R^2 + 16eR)\Delta p \tag{5-15}$$

式中 F_2——流体压力作用在转子上的轴向力，N；

e——螺杆泵的偏心矩，m；

R——螺杆泵的转子截面半径，m；

Δp——螺杆泵进出口压差，Pa。

3)抽油杆在井液中的浮力

$$F_3 = \sum G_{li} l_i, \sum_{i=1}^{n} l_i = L \tag{5-16}$$

式中 F_3——抽油杆所受的浮力，N；

G_{li}——第 I 段每米抽油杆同体积的井液的重量，N/m；

4)流体向上流动对抽油杆向上的摩擦力

$$F_4 = -2\pi\mu_1 e_1 v_1 l \tag{5-17}$$

其中

$$e_1 = \frac{m^2 - 1}{(m^2 + 1)\ln m - (m^2 - 1)},$$

$$m = \frac{d_2}{d_1}$$

式中 F_4——杆柱摩擦载荷，N；

μ_1——流体的平均粘度，Pa. s；

v_1——流体的平均流速，m/s；

5)温度效应产生的轴向力

螺杆泵抽油井从启抽到正常生产，管柱温度逐步上升，直到与抽油井中流体湿度相同，这一温度变化过程会使油管产生一个轴向力，因温度效应是发生在整个管柱上，考虑其平均温度变化为：

$$T = \frac{1}{2}(T_1 + T_2) - T$$

式中 T_1——井口温度，℃；

T_2——井底温度，℃；

T——螺杆泵正常工作时采出液温度，℃。

由螺杆泵正常工作时采出液温度引起的温度效应为：

$$F_5 = EcA(\frac{T_1 - T_2}{2} - T) \tag{5-18}$$

式中 E——油管钢材的弹性模量，E=2.01×10^5 MPa；

c——油管钢材的线膨胀系数，c=11×10^{-6} 1/℃；

A——油管的截面积，m^2。

5.3 摩擦压降的影响因素分析

驱动头通过抽油杆带动螺杆泵旋转，将流体从油管与抽油杆之间的环形空间中举升至地面，这种采油系统有相当一部分能量(一般为泵总压力损失的5%~30%)要用于克服环空管内油流上升流动的摩擦阻力。因此，对影响流动摩阻的主要因素进行分析以降低摩擦压力损失，对螺杆泵的节能具有重要的意义。

5.3.1 抽油杆直径的影响

在地面驱动螺杆泵采油井中，油液是通过油管和抽油杆柱之间的环形空间流出的，显然，环空管的结构参数，即油管内径及抽油杆外径与油液流动的摩擦压降有直接的关系。以下就抽油杆与油管的直径比与摩擦压降的关系进行分析。

据式(3-40)

$$\Delta p = -\frac{8\mu QL}{\pi r_2^{\ 2}}[(1-K^2)(1+\frac{1-K^2}{\ln K}+K^2)]^{-1} \tag{5-19}$$

假设螺杆泵流量为一定值，对内外管径比与压力损失之间的关系进行考察(见图5-2)

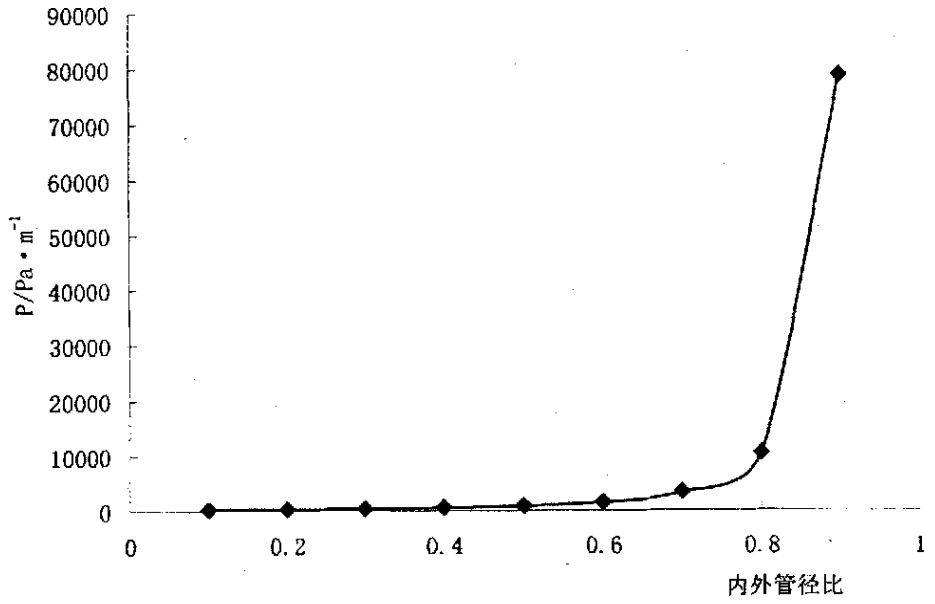


图5-2 内外管半径比与摩擦压降的关系

Fig.5-2 The relation between ratio of radins and pressure drop

由图5-2中，我们可以看出，当流量及管径不变时，压力损失随内外管径比 K 值的增大而增大，在 K 较小的区域内(K<0.6)压力损失随 K 的增大而升高的幅度不是很大，但在 K 较大的区域(K>0.7)，压力损失随 K 的增大而急剧上升，当内外管径比 K 趋于零时，流动阻力最小，接近于圆管内阻力；而当 K 趋近于1(抽油杆外径趋近于油管内径)时，流动阻力最大，接近于两平板之间的流动阻力。由

此可见，较大的抽油杆直径将会使流体流动阻力增大，抽油杆直径取得越小，环空管内的油液流动阻力也就越小。

5.3.2 螺杆泵转速的影响

在螺杆泵的使用中，合理的转速应当与螺杆泵抽油井的工况及螺杆泵的结构参数相匹配，式(3-40)中的流速可由螺杆泵的流量及环空流道的截面面积获得。如果不考虑容积效率，螺杆泵的流量 Q 为：

$$Q=\frac{eDTn}{15}$$

式中 n——螺杆泵转速，min^{-1}；

e、D、T——分别为螺杆泵的螺杆偏心距、螺杆断面直径、衬套导程，m；

即有：

$$\Delta p=-\frac{8\mu LeDTn}{15\pi r_2^{\ 2}}[(1-K^2)(1+\frac{1-K^2}{\ln K}+K^2)]^{-1} \tag{5-20}$$

为便于于讨论，设

$$k=(1-K^2)(1+\frac{1-K^2}{\ln K}+K^2)$$

当 k 不变时，即内外管径比 K 不变时，流动压降随泵转速 n 的增大而呈线性增大。流动压降随 n 增大的幅度取决于内外管径比 K，由 K 与 k 的关系图(见图 5-3)，我们可以看出：对于较小的 K 流动压降随转速 n 的增加而升高的幅度不大，而对于较大的 K(K>0.8)流动压降将随 n 的增加而急剧升高。

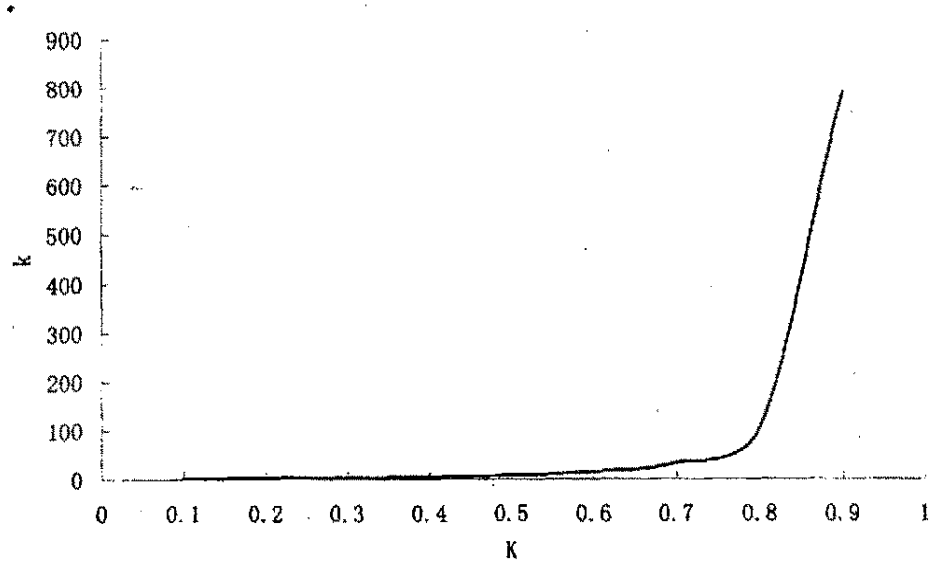


图 5-3 k 与杆管直径比 K 的关系

Fig. 5-3 The relation between k and K

5.3.3 粘度的影响

由式(3-40)我们可以看出，当油液粘度较大时，过大的内外管径比将使流动压降变得更大，此时在进行工作制定及设备的选取上，转速 n 及内外管径比 K 都应尽可能小。

第六章　软件编制及现场应用

6.1 螺杆泵工况分析软件系统的建立

6.1.1 螺杆泵工况分析软件系统建立的意义

由于螺杆泵采具有抽油机所不具有的优势，因此目前正被各个油田广泛应用，这也同时对螺杆泵抽油井的管理提出了更高的要求。本软件经现场数据的检验，符合率达90%以上，它的建立不但可以提高螺杆泵抽油井管理工作的效率，同时也降低了以往由于人为判断工况而造成的误差。

6.1.2 系统组成

本软件是在 Windows XP 操作系统下，利用 C++ Builder 编程语言建立起来的。

1） 系统介绍

螺杆泵抽油井工况分析软件是利用油井的基础数据、生产数据等，根据建立起来的螺杆泵相关计算的数学模型，对螺杆泵抽油井的工作情况进行合理准备及快捷方便的分析，从而使螺杆泵的日常管理更加完善。

2） 运行环境

运行于 Windows XP、Windows2000 下，在硬件配置上需要 20G 以上的硬盘空间以及内存 64M 以上的品牌机或兼容机。

3） 程序流程图

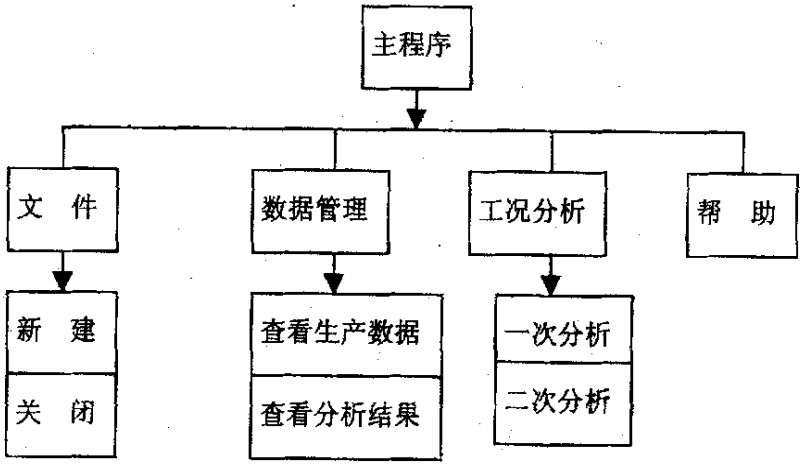


图 6-1 工况分析程序流程图

Fig. 6-1 The flow chart of programe

4） 模块及窗体介绍

1. 程序运行窗体

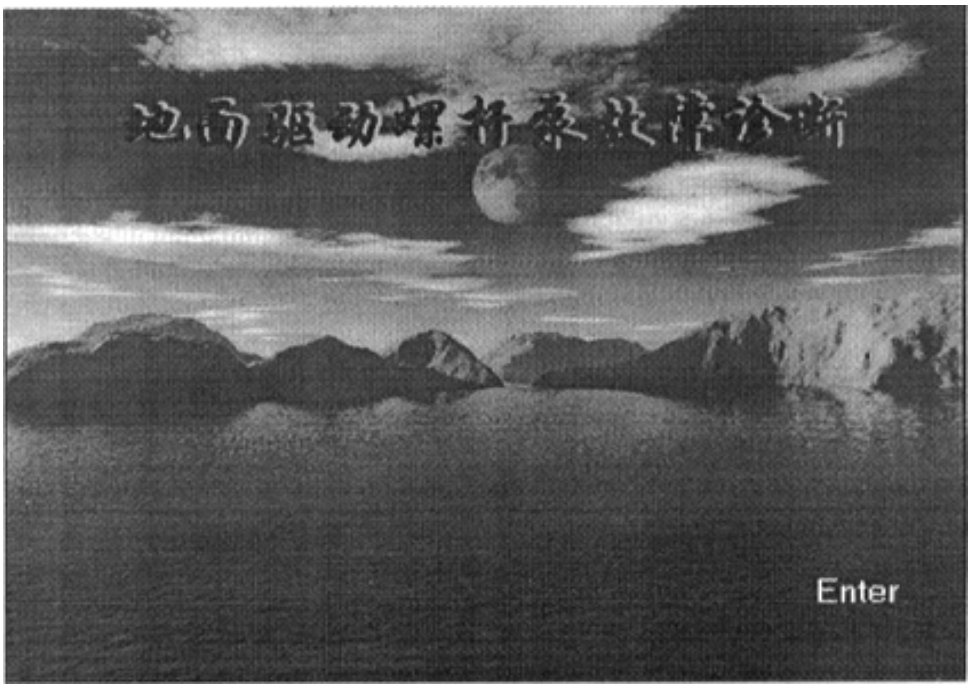


图 6-2 程序运行窗体

Fig. 6-2 The window of programe begining

2. 基础数据及生产数据输入窗体

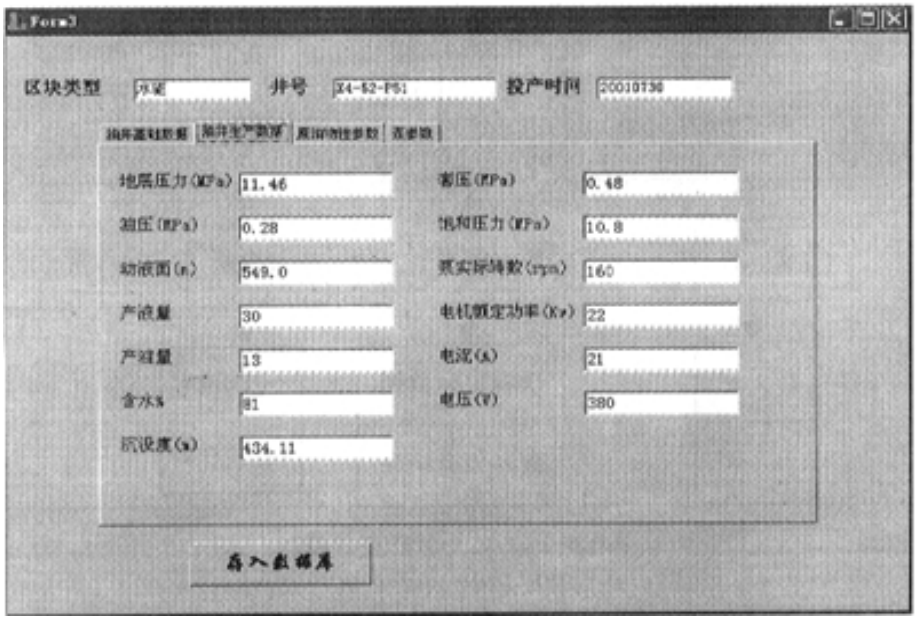


图 6-3 数据输入窗体

Fig. 6-3 The window of inputing data

3. 浏览基础数据

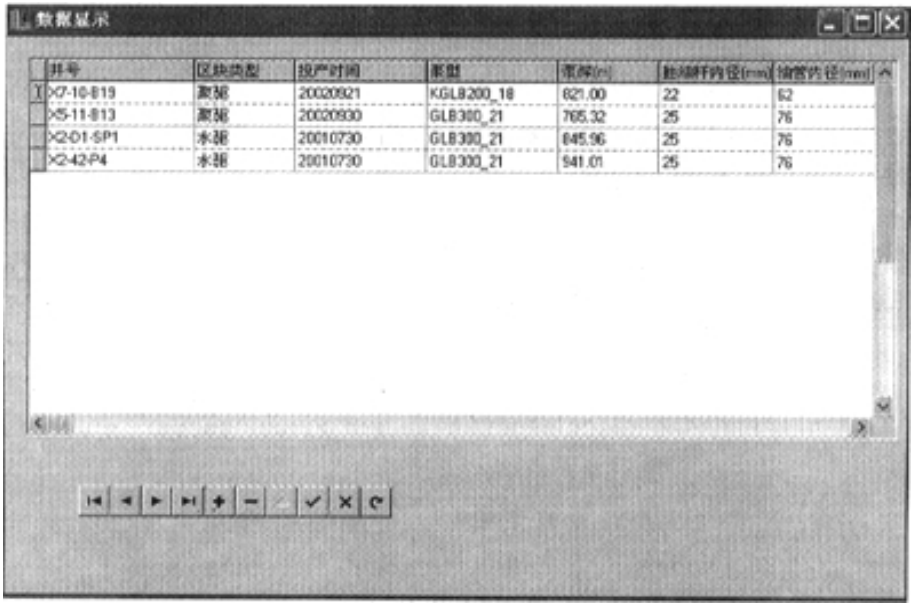


图 6-4 数据浏览窗体

Fig. 6-4 The window of scaning data

4. 对分析结果进行浏览

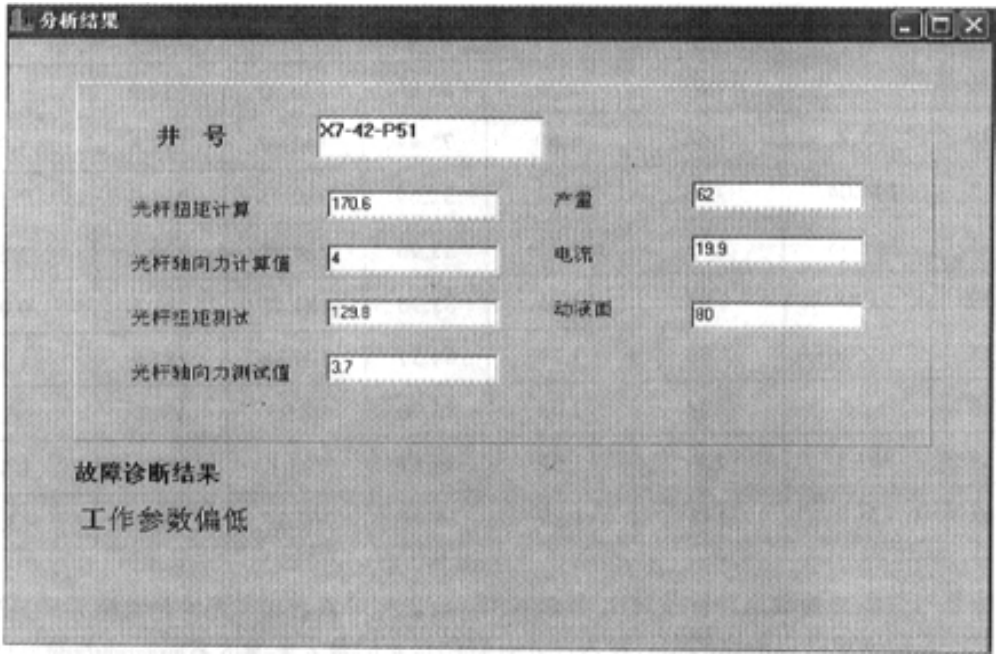


图 6-5 工况分析窗体

Fig. 6-5 The window of showing analyzing result

6.2 现场应用

6.2.1 对扭矩计算方法的检验

为了检验本方法的准确程度，取大庆采油四厂 13 口水驱螺杆泵抽油井正常运转时的生产数据进行了计算，并与实测扭矩值进行了比较(见表 6-1)，同时取 11 口聚驱螺杆泵抽油井正常运转时的生产数据进行了计算，并与实测扭矩值进行了比较(见表 6-2)，结果表明，水驱油井杆柱扭矩计算值与实测值的平均百分误差为 0.56%，平均绝对百分误差为 3.05%，聚驱油井杆柱扭矩计算值与实测值的平均百分误差为 - 0.32%，平均绝对百分误差为 2.6%，满足工程计算的要求。

表 6-1 水驱井杆柱计算扭矩与实测扭矩统计表

Tab. 6-1 The statistics of the calculated torque and actual torque in water driving well

井号	计算扭矩 (N·m)					测定扭矩 (N·m)	百分误差 e_i(%)
	有功扭矩 (N·m)	杆液摩阻扭矩 (N·m)	杆管摩阻扭矩 (N·m)	过盈扭矩 (N·m)	计算总扭矩 (N·m)		
X5-11-B13	68.77	1.07	3.18	85.79	158.81	153.2	3.66
X7-10-B19	74.33	2.61	0.86	84.57	162.37	157.7	2.96
X7-11-B20	8.73	2.67	0.85	84.69	96.94	99.71	- 2.77
X7-20-B15	184.26	1.43	1.32	85.25	272.26	268.7	1.32
X7-20-B19	43.9	1.09	2.22	85.84	133.05	137.9	- 3.52
X7-20-B19	63.7	1.64	1.69	75.44	142.47	137.8	3.39
X5-10-B15	144.04	3.03	1.14	82.34	230.55	225.6	2.19
X5-10-B15	141.58	2.03	1.31	83.96	228.88	220.3	3.89
X7-20-B19	93.88	1.95	1.63	83.96	181.42	181.3	0.06
X7-20-B15	212.26	1.76	1.29	84.57	299.88	287.9	4.16
X7-11-B20	3.66	3.28	2.03	83.96	92.93	99.7	- 6.79
X5-11-B15	205.1	1.8	1.63	84.57	293.1	287.8	1.84
X7-10-B13	178.8	2.11	1.25	80.01	262.17	270.5	- 3.08

对水驱井与聚驱井的数据进行了对比(见表 6-3)，由表中可以看出，无论是水驱井还是聚驱井，在各项扭矩中，有功扭矩所占的比例相对较大，并且有功扭矩的最大影响因素是抽油井的日产液量，产量越高其有功扭矩也就越大，由于在下泵之前，泵的初始过盈参数都已经调节适当，因此各个泵的过盈扭矩值差别并不大，对于杆液摩擦扭矩及杆管摩擦扭矩，由于受粘度的影响聚驱井的值要比水驱井的偏大。

表 6-2 聚驱井杆柱计算扭矩与实测扭矩统计表

Tab. 6-2 The statistics of the calculated torque and actual torque in polymer driving well

井号	计算扭矩 (N·m)					测定扭矩 (N·m)	百分误差 e_1(%)
	有功扭矩 (N·m)	杆液摩阻扭矩 (N·m)	杆管摩阻扭矩 (N·m)	过盈扭矩 (N·m)	计算总扭矩 (N·m)		
X2-1-J29	22.01	3.2	3.7	76.71	105.62	112.7	-6.28
X2-D1-SP1	74.99	5.21	2.65	79.4	162.25	154.6	4.95
X4-1-P41	19.19	9.1	5.62	85.52	119.43	125.3	-4.68
X4-32-P42	268.66	23.79	2.12	82.12	376.69	381.2	-1.18
X5-33-P51	380.87	17.97	2.7	82.06	483.6	475.2	1.77
X4-21-P35	6.36	4.89	2.46	77.57	91.28	88.22	3.47
X4-2-SP29	483.97	10.13	3.68	76.04	573.82	580.2	-1.1
X4-42-P51	243.31	9.38	3.46	85.52	341.67	339.6	0.61
X4-42-P51	301.45	9.38	3.8	85.52	400.15	408.4	-2.02
X4-2-SP29	430.11	10.13	3.56	76.04	519.84	524.1	-0.81
X5-20-B13	262.88	15.03	3.38	83.96	365.25	358.9	1.77

表 6-3 杆柱计算扭矩与实测扭矩对比表

Tab. 6-3 The average calculated torque contasted with actual torque

油井类型	井数	平均日产液量 (t/d)	计算扭矩平均值 (N·m)					测定扭矩 (N·m)	平均百分误差 e_1(%)	平均绝对百分误差 e_2(%)
			有功扭矩 (N·m)	杆液摩阻扭矩 (N·m)	杆管摩阻扭矩 (N·m)	过盈扭矩 (N·m)	计算总扭矩 (N·m)			
水驱井	13	17.2	109.46	2.04	1.6	83.46	196.53	194.47	0.56	3.05
聚驱井	11	39.7	226.71	10.75	3.78	80.95	321.78	322.58	-0.32	2.6

由式(3-36)及表(6-3)可以看出，杆液摩擦扭矩除了粘度的影响外，还受杆管直径比及泵转速的显著影响(见表 6-4)，对于相同的驱替方式下，当泵转速相同时，杆管直径比越大杆液摩擦扭矩也越大。

表 6-4 杆液摩擦扭矩对比表

Tab. 6-4 The contrastive table of friction torque between suker rod and fluid

井号	区块类型	泵转速 min^{-1}	杆管直径比	抽油杆直径(mm)	杆液摩擦扭矩 (N·m)
X2-1-J29	聚驱	60	0.33	25	3.2
X4-32-P42	聚驱	168	0.5	38	23.79
X4-42-P51	聚驱	60	0.5	38	9.38
X5-11-B13	水驱	60	0.35	22	1.07
X7-11-B20	水驱	87	0.35	22	2.67

分析结果表明,当杆管直径比相同时，泵转速与杆液摩擦扭矩成正比，泵的转速过高会使抽油杆柱

旋转所受油液摩阻及油液流动摩阻增大；过大的抽油杆直径会使抽油杆柱旋转所受的油液摩阻及油液流动摩阻增大。因此建议在实际应用中泵转速的选择应与抽油杆直径相适应，在满足抽油杆强度及其它条件下，应尽可能采用小直径抽油杆；在满足泵排量、泵效及其它条件下尽量不要使泵转速过高。合理选择抽油杆直径和泵转速将显著降低地面驱动螺杆泵系统总的能量损失。

6.2.2 螺杆泵抽油井工况诊断模型实例分析

利用本方法对 30 口螺杆泵抽油井进行了工况分析，其中正常生产的井 23 口，有故障的井 7 口。在 23 口正常生产井中，诊断为正常的有 21 口，参数偏低井 2 口，在 7 口有故障的井中，诊断结果相符的为 6 口，另有 1 口诊断为正常。总体符合率为 90%，结果统计数据见表 6-5。

表 6-5 螺杆泵井工况分析结果统计表

Tab. 6-5 The statistics of the analysis result of screw pump

井　号	泵转速 (min^{-1})	泵效 (%)	动液面 (m)	电流 (A)	扭矩 (N·m)	诊断结果	实际情况	符合情况
X4-21-613	196	30.1	32.4	8	123.2	抽油杆断脱	抽油杆断脱	符合
X4-2-SP29	75	71.8	589.5	23	580.2	正常	正常	符合
X5-10-B15	160	61.2	320.4	8	225.6	正常	正常	符合
X5-2-P44	122	74.2	69.7	36	632.8	定子溶胀	定子溶胀	符合
X7-20-B19	107	46.3	465.3	12	181.3	正常	正常	符合
X7-10-B19	90	59.9	238.2	12	157.7	正常	正常	符合
X4-40-P47	168	28.2	887.6	11	405.6	工作参数偏高	工作参数偏高	符合
X4-1-P41	67	31.1	916.5	21	125.3	正常	正常	符合
X4-2-P42	75	119.2	52.5	18	246.7	工作参数偏低	工作参数偏低	符合
X5-20-B13	107	42.2	536.2	31	358.9	正常	正常	符合
X7-20-B15	90	80.7	403.2	17	287.9	正常	正常	符合
X4-10-B17	97	69.7	386.7	22	518.5	油管结蜡	油管结蜡	符合
X7-21-B16	97	29.7	49.8	12	138.5	抽油杆断脱	抽油杆断脱	符合
X4-42-P51	67	62.2	607	20	408.4	正常	正常	符合
X2-1-J29	60	73.3	574.5	15	112.7	正常	正常	符合
X2-D1-SP1	107	58.4	640	24	154.6	正常	正常	符合
X4-32-P42	168	42.2	324	38	381.2	正常	正常	符合
X5-11-B13	61	125	914.3	14	153.2	工作参数偏低	正常	不符合
X5-33-P51	170	42.4	423	30	475.2	正常	正常	符合
X7-11-B20	87	66.7	211.2	13	229.5	正常	正常	符合
X7-20-B15	73	91	373.6	14	268.7	正常	正常	符合
X4-21-P35	107	98.4	901.8	11	88.2	工作参数偏低	正常	不符合
X7-20-B19	90	46.3	482.3	14	137.8	正常	正常	符合
X4-42-P51	67	62.2	549	21	339.6	正常	正常	符合
X7-11-B20	107	50	499.6	13	99.7	正常	油管漏失	不符合
X5-11-B15	90	93.3	462.4	13	287.8	正常	正常	符合
X7-10-B13	90	59.9	352.6	14	270.5	正常	正常	符合
X4-2-SP29	75	71.8	589.5	23	524.1	正常	正常	符合
X7-20-B19	60	52.1	636.6	14	137.9	正常	正常	符合
X5-10-B15	107	52	369.2	14	225.6	正常	正常	符合

需要指出的是，X5-11-B13 井资料是新井投产初期的资料，X4-21-P35 井是作业后投产井，这两

口井的液面都较高且未稳定，致使诊断结果产生偏差。X7-11-B20 井经作业发现油管漏失，但是不严重，泵效及电流值都未低于标准值下限，所以诊断为正常，出现偏差。

6.2.2.1 抽油杆断脱

油井 X4-21-613 的生产数据如下：泵的实际转数为 196 min^{-1}，产液量为 17 t/d，下泵深度 821 m，动液面深度 32.4 m，电机功率 11 kw，电流为 8 A，测试扭矩为 123.2 N·m，22 mm 单级抽油杆，油压 0.28 MPa，套压 0.37 MPa。

经计算理论产量为 56.4 m^3/d，则其泵效为 30.1%，泵效偏低，动液面为正常生产时的 6.4%，低于 10%，电机功率 30 kw 时最高标准电流为 18.58 A，电流偏低。则根据一次工况诊断的结果，可能存在漏失或断脱，需进一步用二次工况诊断进行分析。利用式(5-1)及式(5-13)对抽油杆柱的负载扭矩及轴向力进行计算，可得抽油杆柱的负载扭矩为 278.6，则杆柱的实际负载扭矩偏低，可诊断为抽油杆断脱。作业发现，杆柱第 98 根防磨节箍断。

6.2.2.2 泵的工作参数偏高

油井 X4-40-P47 的生产数据如下：泵的实际转数为 168min^{-1}，产液量为 34 t/d，下泵深度 986.31 m，动液面深度 887.6 m，电机功率 22 kw，电流为 11 A，测试扭矩为 405.6 N·m，38 mm 单级抽油杆。

经计算理论产量为 121 m^3/d，则其泵效为 28.2%，泵效偏低，动液面为正常生产时的 90%，动液面偏低，电机功率 22 kw 时最高标准电流为 18.58 A，实际电流偏低。则根据一次工况诊断的结果，该抽油井供液不足，油井生产参数偏高，应适当调低泵的工作参数。调参至泵转数为 109min^{-1}，动液面上升至 598.6 m，泵效正常。

6.2.2.3 泵工作参数偏低

油井 X4-2-P42 的生产数据如下：泵的实际转数为 75 min^{-1}，产液量为 103 t/d，下泵深度 953.05 m，动液面深度 52.05 m，电机功率 30 kw，电流为 18 A，测试扭矩为 405.6 N·m，38 mm 单级抽油杆。

根据诊断原则进行诊断，动液面为正常生产时的 5.5%，低于 10%，动液面偏高，根据工况指标界限，电机功率 30kw 时的最高标准电流为 41 A，电流偏低，经计算理论产量为 86.4 m^3/d，则其泵效为 119.2%，泵效偏高，根据生产数据对泵的扭矩进行计算，可得到泵的扭矩为 632.99 N·m，因此测试扭矩与计算扭矩的比值为 0.64，低于正常范围。则根据以上的各个参数，可看出油井流入能力大于流出能力，则可判断出油井的生产参数偏低，应适当调高泵的生产参数。调参至泵转数为 97min^{-1}，动液面下降至 421.5 m，泵效正常。

6.2.2.4 泵定子溶胀

油井 X5-2-P44 的生产数据如下：泵的实际转数为 122 min^{-1}，产液量为 104 t/d，下泵深度 953.31 m，动液面深度 69.7 m，电机功率 30 kw，电流为 36 A，测试扭矩为 632.8 N·m 且有波动，28 mm 单级抽油杆。

根据诊断原则进行诊断，经计算理论产量为 140 m^3/d，则其泵效为 74.2%，泵效正常，动液面为正常生产时的 7%，低于 10%，动液面偏高，根据工况指标界限，电流偏高，则根据一次诊断，抽油井基本正常，可能蜡堵或定子溶胀。利用生产数据对泵的扭矩进行计算，可得到泵的扭矩为 450.6 N·m，因此测试扭矩值偏高而且有波动。则根据以上的各个参数，可判断出泵定了溶胀。实际作业发现，泵定子由于井下采出液的腐蚀，已发生溶胀。

结 论

1. 产量、动液面、电流、扭矩及轴向力等综合指标对螺杆泵的工况进行定义，总结出的各个指标界限，并建立起来的螺杆泵抽油井工况诊断准则，此方法合理可行。
2. 将螺杆泵杆管环空内流动的流动视作环空螺旋流动，考虑环空螺旋流动对抽油杆扭矩的影响，由此建立了杆柱负载扭矩的理论模型，使得杆柱负载扭矩及杆柱轴向力的计算更加准确可靠。
3. 分析结果表明，无论是水驱井还是聚驱井，在各项负载扭矩中，有功扭矩所占的比例相对较大，并且有功扭矩的最大影响因素是抽油井的日产液量，产量越高其有功扭矩也就越大；螺杆泵抽油井杆管摩擦扭矩受粘度、泵转速及杆管直径比的影响，同时影响的比例受粘度及泵转速的控制，对于聚驱油井见聚后，由于粘度的影响杆液摩阻扭矩所占比例增大，泵转速与杆液摩擦扭矩成正比，过大的抽油杆直径会使抽油杆柱旋转所受的杆管摩擦扭矩及油液摩阻增大。
4. 将螺杆泵抽油井区分为水驱井和聚驱井，对于聚驱井采出液粘度的合理计算，使得聚驱井杆柱负载扭矩的计算更为准确。
5. 利用C++ Builder编程软件，编制了螺杆泵工况分析系统软件，对螺杆泵生产井的工况进行了诊断，经现场检验符合率达到90%，可作为现场螺杆泵工况分析的工具。

致 谢

丰富多彩的学生生涯即将结束了，回顾两年半学习期间的无数个日日夜夜，自己为有机会静心钻研，潜心研究，并取得初步研究成果而感到欣慰。欣慰之余，我要向关心和支持我学习的所有老师、同学和朋友们表示真挚的谢意！感谢他们对我的关心和支持！

首先非常感谢我的导师陈涛平教授在我研究生生涯中给予的关心与帮助，无论是在理论学习阶段，还是在论文的选题、资料查询、开题、研究和撰写的每一个环节，无不得到导师的悉心指导和帮助。他不仅以他那严谨的治学态度、缜密的思维能力、娴熟的操作技巧深刻地影响着我，更以他那博大的胸怀潜移默化地传授了我做人的准则，让我感到在研究生学习中不仅积累了丰富的学识，更在如何做人上让我学到了很多，这些都将使我终生受益，我将随身携带着它们，勇敢的踏上新的人生之路。我愿借此机会向导师表示衷心的感谢！同时，也对张继红副教授及罗云老师的帮助和指导表示感谢！

要感谢的还有在我收集资料过程中，给予无私援助和支持的大庆第四采油厂刘东升高级工程师及钱朝慧工程师。

在即将毕业离校之际，我要感谢师弟李楠和高明在生活上给予我的关心和帮助，以及学业上的切磋和指点，感谢石油工程学院2001级硕士研究生全班同学的帮助和勉励，同窗之谊和手足之情，我将终生难忘！

路漫漫其修远兮，吾将上下而求索。我愿在未来的学习和研究过程中，以更加丰厚的成果来答谢曾经关心、帮助和支持过我的所有老师、同学和朋友。

参考文献

[1] 韩修廷，王秀玲等．螺杆泵采油原理及应用．第一版．哈尔滨：哈尔滨工程大学出版社，1998：1～6

[2] 张来斌，陈舟圣等．螺杆泵油井工况诊断技术研究．石油矿场机械，1998，27(04)：34～36

[3] 崔金榜，王燕嵩，张胜利等．螺杆泵工况测试技术研究．石油钻采工艺，1999，21(06)：86～89

[4] 赵明，郑俊德，孙智．聚驱螺杆泵采油系统优化设计与故障诊断分析系统．石油钻采工艺，2002，24(03)：44～47

[5] 王晓宇，王海文．商河油田螺杆泵工况诊断技术应用研究．江汉石油学学报，2003，25(03)：99～100

[6] 贾云飞．应用工况测试系统进行井下单螺杆泵的诊断分析．西安石油学院学报，2003，18(01)：51～53，59

[7] 马永峰．螺杆泵故障诊断及预防措施．油气井测试，2003，12(04)：33～35

[8] 王海文，陈镭，雷键．螺杆泵光杆受力分析法工况诊断技术．石油钻采工艺，2003，25(05)：78～81

[9] 隋少波．螺杆泵抽油杆柱的摩擦力矩计算．石油机械，1988，16(11)：37～43

[10] 张军，陈听宽等．地面驱动螺杆泵采油系统管道内流体摩阻分析，石油机械，1999，27(08)：35～38

[11] 张军，陈听宽等．地面驱动螺杆泵转速与杆径对摩擦压降的影响．西安石油学院学报，2001，16(01)：47～49

[12] 吴仕贵，冯永泉．螺杆泵优化设计方法及应用．石油钻采工艺，1997，19(01)：73～77

[13] 王旱祥，张彦迁．地面驱动单螺杆泵杆柱的组合设计．石油机械，1998，26(08)：45～47

[14] 李晶，陈辉等．螺杆泵优选软件的开发与应用．石油钻采工艺，1999，21(06)：81～85

[15] 陈德春，李兆文，吴晓东．地面驱动螺杆泵采油系统抽油杆柱运动模型．石油大学学报，1999，23(01)：42～44

[16] 张军，陈听宽等．环空管内气－液两相流研究进展．西安石油学院学报，1999，14(06)：47～51

[17] Taylor G I.Stability of viscous liquid contained between two rotating cylinders.Phil . R. Soc. Series A,1923,22(3):223～289

[18] Yutaka Yamada. Resistance of a flow through an annulus with an inner rotating cylinder. Bulletin of JSME,1962,5(18):302～310

[19] Sadatomi M,Sato Y,Saruwatari S.Two-phase flow in vertical noncircular channels. Int .J .Multiphase flow,1982,8(6):641～655

[20] Salhi A, Rey C , Rosant J M. Pressure Drop in Single-phase and Two-phase Couette-Poiseuille Flow. Transactions of the ASME,1992,11(4):80～84

[21] 昌锋，张琪，吴晓东．抽油杆柱在粘性流体中阻力的实验研究．石油大学学报，1994，18(增)：37～42

[22] 吴宁，宿淑春，葛铁辉等．水平井筒变质量气液两相环空雾状流压降的分析模型．河南石油，2001，15(03)：35～37

[23] R.S. Rilvin. Solution of Sone Problems in the Exact Theory of Visco- elasticity. J.Rational Mech. Anal.1965, 5(01):212～218

[24] A.G. Fredrickson. Helical Flow of an Annular Mass of Visco-elastic Fluid. Chem. Eng. Sci., 1960,

11(02):29～37
[25] B. D.Coleman,& W. Noll. Helical Flow of General Fluids. J. of Applied Physiscs, 1959,30(10):125～130
[26] R.I. Tanner. Helical Flow of Elastico-viscous Liquids. Rheologica Acta,1963,1(03):26～31
[27] Walker, R.E.& Othmen Ai-Rawi. Helical Flow of Bentonite Slurries. S.P.E.3108,1970
[28] Righi, Z & Galili, N. . Helical Flow of Same Non-Newtonian Liquids. Israel Journal of Technology, 1971, 9(05): 265～270
[29] Cower G R. The Shear Coefficient in Timoshenko' s Beam Theory[J].Journal of Applied Mechanics, 1996,33(2):335～340
[30] 翟应虎，刘希圣. 纯粘性流体环空螺旋流层流流场的理论分析. 华东石油学院学报，1985，5(02)：19～27
[31] 郑应人. 宾汉液体的环空螺旋流场. 江汉石油学院学报，1988，10(02)：25～28
[32] 郑应人. 非牛顿流体环空螺旋流的精确解. 石油学报，1998，19(02)：91～96
[33] 陈家琅，刘永建. 钻井液流动原理. 第一版. 北京：石油工业出版社，1998. 11～17
[34] 张彦廷，李增亮，王早祥. 地面驱动螺杆泵油井生产系统的优化设计. 石油矿场机械，2000，19(01)：24～26
[35] 吴晓东，陈德春等. 地面驱动螺杆泵井节点系统优化设计技术. 石油大学学报，1999，23(05)：49～52
[36] 师国臣，孙延安等. 庆油田螺杆泵采油实践及认识. 石油机械，1998，26(05)：47～49
[37] D W Wright ,R L Adair,Progreesive Cavity Pumps Delover Highest Mechanical Efficiency/Lowest Operating Coat in Mature Permian Basin Waterflood.SPE 25417
[38] 刘文红，张宁生. 小井眼钻井环空压耗计算与分析. 西安石油学院学报，2000，15(01)：6～9
[39] 徐建平，陈钦雷，霍子伦. 非牛顿流体偏心环形空间螺旋流的速度分布. 油气井测试，2000，9(03)：20～22
[40] 李粮纲，朱永宜. 科学钻探孔底涡轮钻进环空流动规律及压力控制理论研究. 探矿工程，2001，增，245～247
[41] 刘希圣，汪海阁. 钻井环空水力学及携岩研究进展. 西部探矿工程，1995，7(03)：1～6
[42] 孙健. 聚合物抽油机井摩擦载荷的计算. 石油机械，2003(07)：12～14
[43] 朱君，刘合. 聚合物驱抽油机井杆管偏磨. 大庆石油学院学报，2000，24(01)：25～27
[44] 郝建中，高维衣. 注聚区抽油杆管偏磨机理与治理. 油气井测试，2003，12(03)：9～11
[45] 魏纪德，师国臣等. 螺杆泵抽油杆柱负载扭矩计算. 石油机械，1995，23(09)：38～43
[46] 陈宪侃，叶利平. 有杆螺杆泵杆柱强度设计初探. 石油钻采工艺，1995，17(04)：78～83
[47] 吴志坚，吴筱坚. 地面驱动式单螺杆泵抽油杆的动力学特征. 石油大学学报，2000，24(05)：71～73
[48] 师国臣，陈卓如等. 螺杆泵采油井杆柱断脱机理及其对策. 石油机械，2000，28(09)：42～44
[49] 李增亮，王早祥，谷玉洪. 井口驱动螺杆泵抽油杆柱载荷计算. 石油机械，1997，(02)：5～7，21
[50] Schowalter,W.R.Mechanics lf Non-Newtonian Fluids.Pergamon Press,1978，7(08)：221～228
[51] Dierckes, A.C.Jr. & Schowalter, W.R. . Helical Flow of a Non-Newtonian Polyisobutylene Solution, . I. & E.C.Fundanentals, 1966, 5(02):56～60
[52] 张胜利，崔金榜. 地面驱动螺杆泵锚定装置及受力分析. 石油机械，1998，26(05)：22～25
[53] Savins J G and Wallick G C. Viscosity Profiles,Discharge Rtates, pressures and Torguesfor a Rheologically Complex Fluid in a Helical Flow. A. I. Ch. Journal,1996,12(2):256～262
[54] 刘桂玲，魏纪德. 螺杆泵采油工艺的合理应用. 石油机械，2002，30(02)：32～34