

摘要

由于陆地资源日益枯竭,当今世界各国都在加紧对深海矿产资源开采技术进行研究,为“海洋经济时代”的到来做技术储备,我国也非常重视深海采矿技术的研究。锰结核和钴结壳是重要的海洋矿产资源,赋存于 1500~6000m 的海底,深海采矿系统必须将从海底采集的矿石输送到海面采矿船上,因此,矿石输送技术是深海采矿的关键技术。在这一领域,普遍公认采用水力输送的矿石输送系统具有工业应用前景,其中采用软管输送的采矿系统为最佳方案。本文是针对软管输送系统进行研究,主要内容如下:

根据深海采矿软管输送系统特点,发明了一种由储料罐与高压水泵组合而成的新的矿石输送设备,应用于深海采矿;借鉴水泵理论、管道输送原理、两相流理论和储料罐输送特点,建立该设备的设计理论,并针对能将矿石从 5000m 海底直接输送到海面的输送系统和 1000m 钴结壳采矿中试输送系统进行参数分析。

针对输送软管两端在采矿船和采矿车的牵引下运动,同时受到浮力、重力、海浪、海流、海水阻力、海水压力和管内流体等复杂载荷耦合作用的情况,运用海浪和海流理论、流体力学和 Morsion 阻力方程,建立输送软管在复杂运动和复杂外载耦合作用下的分析理论,对输送系统的运动和外部载荷进行了分析。

运用虚功原理、牛顿-拉斐逊方法,建立输送管道的有限元法几何非线性静态分析理论;根据输送管道工作过程大变形特点,推导出弹性材料管单元的切线刚度矩阵和输送系统整体刚度矩阵;对 1000m 钴结壳采矿中试输送系统,当采矿车和采矿船采用不同运动模式,管道在不同外载耦合作用下,进行几何非线性静态分析,同时对采矿车和采矿船的运动速度和运行模式、采矿车的工作范围、输送管道两端的受力情况、管道的空间形状、管道下段浮体加载大小和浮力分布等参数进行了研究。

从橡胶管道结构分析出发,对输送管道的性能进行了理论分析。对 5000m 深海采矿输送系统,当采矿车和采矿船在不同运动状态,管道在不同外载耦合作用下的情况,进行几何非线性静态分析,同时对采矿车和采矿船的运动速度和运行模式、采矿车的工作范围、输送管道两端的受力情况、管道的空间形状、管道下段浮体加载大小和浮力分布等参数进行了研究。

根据达朗培尔(D'Alembert)虚功原理,建立了输送系统动力学分析理论。通过模态分析,确定了 1000m 钴结壳中试输送系统和 5000m 深海采矿输送系统的振动频率特性。针对输送系统在海浪循环力作用下和上端随海浪循环运动两种情况,分别对 1000m 中试输送系统和 5000m 深海采矿输送系统上下两端结点反力的谐响应进行了分析。

根据相似理论,建立由储料罐与高压水泵组合的模拟实验设备,针对 5000m 深海采矿输送系统进行模拟实验分析。建立了输送管道力学模拟实验分析的相似理论,选择了模拟输送管道,在实验装置上,对管道两端的结点反力和管道形状进行了实验分析,通过实验和计算的比较分析,证明了本文采用有限元对输送系统进行计算分析是可信的。

本文运用先进的理论和计算方法以及先进的实验手段,采用理论、计算、实验相互验证的研究方法,研究出一种能将矿石从 5000m 海底直接输送到海面的输送设备,应用于软管输送系统,由此研究而得到了一种技术先进、理论完善的适用于深海采矿的输送系统技术原型,为 1000m 钴结壳采矿中试系统提供了技术支持。

关键词: 海洋采矿; 输送设备; 输送管道; 有限元分析; 几何非线性。

ABSTRACT

Because of the resource scarcity on land, many developed countries are carrying research on deep-sea mining technology for the "ocean economy age". China also attaches great importance to this subject. The manganese nodules and cobalt crust are poly-metallic minerals that lying widely on the seabed about 1500-6000 meters deep. They have to be transported to the ship on the sea level through the deep-sea mining system of which the mineral transporting technology is most important. It is widely recognized that the hydraulic transporting system has great potential for industrial appliance and the system that adopts flexible pipe to transport mineral is the best scheme. This paper is a research on flexible pipe mineral transporting system, and the follow is the main content.

Based on the requirements of flexible pipe mineral transporting system, a sort of mineral transporting equipment is invented by combining vessel with high-pressure pump for deep-sea mining. According to Bernoulli's equation, two phases hydrodynamics and principle of pipeline transporting as well as the features of vessel transporting, the designing theory of transporting equipment is established. Parameters of flexible pipe mineral transporting system for carrying minerals from 5000m sea floor to sea level as well as parameters for 1000m crust middle test mining system have been calculated and analysed. Conclusion has been reached accordingly that the combined transporting equipment is a kind of ideal designing for deep-sea mining.

In real condition, the transporting pipe is moved under the draft of mining vehicle and ship, meanwhile it is under the action of the complex coupling loads that include gravity and buoyancy of the transporting pipe, the resistance caused by ocean current and pipe moving, and the force of the inner fluid exerted on the pipe. Based on gravity wave theory, the experience calculating formula of ocean current, hydrodynamics and Morsion resistance equation, the theory to analysis the moving and complex coupling loads of the transporting pipe is established. According to the established theory, the movement and the coupling loads of the system have been analysed.

Based on D'Alembert principle and Newton-Raphson method, the geometric nonlinear finite element theory has been established to analysis the transporting pipe. According to the large deformation features of the transporting pipe, the tangent stiffness matrix of the pipe element and the stiffness matrix of the transporting pipe have been deduced. The geometric nonlinear static analysis for the transporting system of 1000m crust middle test mining system have been done under the hypothesis that the mining vehicle and ship moving in different modes and the transporting pipe under coupling action of different loads. The research covers the following parameters: the moving speed and mode of the mining vehicle and ship, the mining range of the mining vehicle, the forces on the two ends of the transporting pipe, the shape of the transporting pipe, how large the buoyancy of the buoy should be and how the buoyancy distributes along the transporting pipe etc.

Starting with the configuration analysis of the transporting pipe, theoretic research has been done on the transporting pipe. The geometric nonlinear static analysis has been done for the 5000-meter-deep mineral transporting system under the hypothesis that the mining vehicle and ship moving in different modes and the transporting pipe under coupling action of different loads. The research covers the following parameters: the moving speed and mode of the mining vehicle

and ship, the mining range of the mining vehicle, the forces on the two ends of the transporting pipe, the shape of the transporting pipe, how large the buoyancy of the buoy should be and how the buoyancy distributes along the transporting pipe etc.

Based on D'Alembert principle, the dynamics analysis theory of mining transporting system has been established. Through modal analysis, the vibration features (natural frequencies) of the transporting system of 1000m middle test crust mining system and the 5000-meter-deep mineral transporting system have been determined. The harmonic response force of the transporting pipe ends has been analysed when the mineral transporting system of 1000m crust middle test mining system and the 5000-meter-deep mining system are under ocean wave force or the up end of the transporting pipe follows the ocean wave moving

Based on model theory, the model equipment for the mineral transporting system has been made and through which the analysis on 5000-meter-deep mining transporting system has been done. The model experiment mechanics analysis theory of the transporting pipe has been established, and a model pipe has been selected for analysis. Experimental analysis has been made on the end forces and the shape of transporting pipe. The comparative analysis on experiments and calculating has proved that the application of finite element analysis in the mineral transporting systems is correct and believable.

Through the application of advanced theories and calculating methods as well as experiments, this paper made research on the mineral transporting system for lifting minerals from 5000-meter-deep sea floor to sea level through flexible transporting pipe. The research provides an advanced technological prototype for deep-sea mining mineral transporting system and the 1000m crust middle test mining system.

KEYWORDS: deep-sea mining, mineral transporting equipment, mineral transporting pipe, finite element analysis, geometric nonlinear

原创性声明

本人声明，所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。尽我所知，除了论文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得中南大学或其他单位的学位或证书而使用过的材料。与我共同工作的同志对本研究所作的贡献均已在论文中作了明确的说明。

作者签名：徐德良 日期：2004 年 6 月 26 日

关于学位论文使用授权说明

本人了解中南大学有关保留、使用学位论文的规定，即：学校有权保留学位论文，允许学位论文被查阅和借阅；学校可以公布学位论文的全部或部分内容，可以采用复印、缩印或其它手段保存学位论文；学校可根据国家或湖南省有关部门规定送交学位论文。

作者签名：徐德良 导师签名：何明 日期：2004 年 6 月 26 日

第一章 绪 论

1.1 课题研究的目的和意义

随着世界经济的不断发展,陆地上的矿产资源日益枯竭,世界各国从上世纪初就将目光投向海洋。自 1872~1876 年英国发现多金属结核以来,经勘探查明,大洋是丰富的矿产资源基地。据美国加利福尼亚大学 Mero 教授估计,太平洋海底的多金属结核和多金属结壳有 1.7 亿吨^[1, 2]。多金属结核和结壳中有铜、钴、镍、锰、铁、钨、钛、钼、金、银等 70 多种元素,其中铜、钴、镍、锰的平均品位分别为 1.00%、0.22%、1.3%、25%,上述四种金属的储量分别为 50 亿吨、30 亿吨、90 亿吨和 2000 亿吨,相当于陆地储量的 9 倍、539 倍、83 倍和 57 倍^[3-6]。

锰结核分布于 4000~6000m 的海底,而钴结壳分布于 1500~4000m 的海山之上,锰结核和钴结壳开采技术难度非常大^[7, 8]。从上世纪初开始,世界各大国对深海海底锰结核和钴结壳开采技术进行了广泛的研究,并提出了不同的开采方法,其中以采矿船、海底采矿车和水利输送系统组成的采矿系统被认为最具商业应用前景^[9-11]。

我国于 1990 年成立了“中国大洋矿产资源研究开发协会”,同年向联合国海底资源管理筹委会提出 15 万平方公里的矿区申请,于 1991 年 3 月获得批准,并于 1999 年 3 月最终圈定了 7.5 万平方公里的“合同区”。我国享有对“合同区”的资源勘查和开采权^[12]。

我国将大洋多金属结核和结壳矿产资源作为国家长远发展项目给予专项投资,于“八五”期间开始对深海锰结核开采技术进行研究,于 2002 年成功进行了深海锰结核开采系统湖试。在“十五”计划中,将重点转向深海钴结壳的开采,其中 1000m 中试钴结壳采矿系统为重要研究课题。

我院长期从事矿山开采技术和设备的研究,在矿山开采技术方面具有丰富的经验,因此取得了多项重大海洋采矿项目,如:国家海洋协会重大项目—1000m 中试钴结壳采矿系统采集模型机关键技术研究(DY105-03-02),“十五”863—7000 米深海载人潜水器中的钴结壳取芯器研究(863-512-9806-01),自然科学基金项目—大洋钴结壳振动切削剥离的理论与研究(50374071)等。

1.2 国内外研究现状

1.2.1 国内外深海采矿方案研究现状

锰结核和钴结壳矿产资源分布于深海海底,深海采矿远离陆地,环境恶劣,这就要求海洋采矿设备不但技术上可行,而且还应具有高度的可靠性和商业应用价值。在半多个世纪的研究过程中,海洋采矿的科学家对如下几种采矿方案进行过研究。

1.连续绳斗(CLB)采矿系统

连续绳斗(CLB)采矿系统是在一根很长的钢丝绳上联结许多挖斗,钢丝绳系在采矿船的卷扬机上形成环状斗链,挖斗下垂至海底,通过卷扬机拖动钢丝绳,从海底捞取矿石。日本对此种采矿系统进行过研究,于 1970 年进行了海试。在海试中发现,该系统对海底复杂地形的适应性差,铲斗在采矿过程中无法控制,采矿效率很低,因此放弃了该系统的研究,

于 1983 年转入自行采矿车加水力输送系统的研究。

2. 自行穿梭式采矿车

自行穿梭式采矿车由质量很轻的材料制造而成,其工作原理为:自行穿梭式采矿车装满压舱物潜入海底采矿,矿石采满后丢弃压舱物,浮出水面。法国于 1980 年开始自行穿梭式采矿车的研究,由于该设备技术复杂,投资大,难以满足工业开采的要求,于 1983 年放弃了该设备的研究,1984 年转入自行采矿车加水力输送系统的研究。

3. 采矿车加水力输送系统的采矿系统

采矿车加水力输送系统的采矿系统由海底采矿车、采矿船和水力输送系统组成,目前大多数国家都从事于此种采矿系统的研究。根据输送系统的不同,该采矿系统又可分为硬管采矿系统和软管采矿系统^[10, 12]。

一, 硬管采矿系统

硬管采矿系统的输送系统由一根接近海深长度的钢管、300m 左右的软管、中继仓和多台输送泵组成。该系统最先由美国进行研究,1978 年,国际财团海洋管理公司 OMI(Ocean Management Inc.)采用硬管采矿系统,在太平洋 5000m 的海底成功采集了 1000 吨锰结核,由于德国 KSB 公司生产的两台多级矿浆泵磨损破坏而停止采矿^[10, 105]。硬管输送系统的缺点是:采用多台矿浆泵对矿石与海水的混合流体接力输送,输送泵容易磨损破坏,使用寿命短;矿浆泵的转速低而质量大,输送系统复杂;海水阻力作用下,上端铰接,下端处于自由状态的 5000m 硬管在采矿工作中摆动幅度很大^[10],管道对海底采矿车有很大影响,对于分布于 1500-4000m 海山上的钴结壳,硬管容易与海山碰撞。上述缺点导致了该系统目前难以达到商业开采的要求,更不适合于钴结壳的开采。我国长沙矿山研究院和矿冶研究院在锰结核开采方案中,采用了硬管输送系统。

二, 软管采矿系统

软管输送系统由一根比海深长的软管和矿石输送设备组成。该系统的主要特点是:输送设备安装于采矿车上,通过输送软管直接将矿石从海底输送到海面,因此输送系统简单;采矿车的工作范围大;采矿车工作时,采矿船停泊于海面,系统易控制和操作;一艘采矿船可同时与多台海底采矿车相接,采矿量成倍提高;遇大风大浪时,可以解开输送软管,防止海难发生。从上述可知,软管采矿系统相对硬管采矿系统具有明显的优势。德国 Siegen 大学的 Pro. Schwarz. W 从 1972 年开始对软管采矿系统研究,但至今未研究出效果理想的矿石输送设备^[13, 14]。软管采矿系统成功的关键是能否研究出一种高扬程、长期可靠工作的矿石输送系统,这是本文的研究目的。

如果采用高速多级高压水泵首先对海水加压(650m 扬程的水泵已有工业产品,技术成熟),然后通过储料罐将矿石掺入高压水中进行输送,理论上能将矿石直接从 5000m 海底输送到海面;由于矿石不经过水泵,能保证输送设备长期可靠工作;高速多级水泵的扬程高且重量轻。钴结壳分布于 1500-4000m 的海山上,更适合于采用软管采矿系统。

1.2.2 国内外深海采矿系统的力学分析现状

软管采矿系统由海面的采矿船、海底自治采矿小车和输送系统三部分组成。自治采矿车能在海底很大的范围内自行工作;采矿车工作时,采矿船停泊于海面;输送管道随海面采矿船与海底采矿车一起联动,输送系统的运动十分复杂。

输送管道在工作过程中受到重力、浮力、海水阻力、海水压力、海浪、海流和管内流体运动的作用力等复杂载荷的耦合作用,必需保证输送管道在复杂外载的作用下可靠地工作。

输送系统在复杂载荷的耦合作用下作复杂的空间运动,采矿系统之间的力学关系十分复杂。为了设计和控制采矿系统,必须对采矿系统进行力学分析^[15]。

对于柔性管道的力学分析,已经进行了许多研究。早在1937年,Danielzig就采用图算法对一根下端携带探针,上端系于作水平匀速直线运动飞机上的橡胶导线进行了分析研究。在对易弯曲的柔软导线进行研究时,忽略了导线的抗弯刚度,而假设导线抗拉刚度为无穷大,即导线是不可拉伸的。Danielzig对下端悬挂有一根相对较重的探针的导线,研究出采用图解法求解在相对静止状态下导线形状的方法^[16]。

Hapel和köhl对深海石油钻探管道的计算分析做了大量的研究工作。深海钻探管道是连接海底钻探孔和海面采油船的管道,当从采油平台向海底进行钻探时,钻杆在钻探管道内工作,钻探管道为钻杆起导向作用,并通过钻探管道向钻头输送冲洗液。当钻探工作完成后,钻杆从钻探管道中移出,钻探管道作为输油管,将石油从海底输送到海面的采油平台上。Hapel和köhl将管道的几何形状和外部载荷进行简化后,建立管道运动和外载分析的数学模型,分析得到管道在外载作用下运动的四阶微分方程,通过求解微分方程,分析管道变形和端点受力。

Hapel和köhl对一根长2000m的钻探管道,上下两端简化为铰链连接,在忽略管道抗弯刚度的情况下,通过求解微分方程,得出了管道变形和端点受力的解。Hapel和köhl根据不同方法求解钻探管道的微分方程,得到方程解的简单表达式。同时,Hapel和köhl证明,在理想状态下,将无限长的钻探管道的抗弯刚度忽略掉,对计算管道的受力和变形几乎没有影响;同时也证明,对钻探输油管道采用更为复杂的计算分析方法也不能得出更精确的解^[17, 18]。

Hapel和köhl在忽略钻探管的抗弯强度的情况下,考虑海浪对船的动态影响,重新对2000m石油钻探管进行了分析,得出了石油钻探管的微分方程,并求得了微分方程的解析解^[19]。

Hapel和köhl也研究了钻探系统动态特性。海浪作用于钻探管的上端和钻探船上,使钻探系统上端产生水平和垂直往复运动,当海浪频率与钻探系统本身固有振动频率一致时,钻探管在海浪的作用下,产生横向共振,将对钻探系统产生很大的破坏作用。在将钻探系统简化成一个弹簧系统,考虑钻探管的轴向刚度,而忽略钻探管抗弯刚度的情况下,对系统进行分析,得出一组四阶微分方程。在求解微分方程时,假设系统处于静态,钻探系统的上端只有很小的偏移,在对作用于钻探管上的海浪力进行线性化后,得到了微分方程的解^[20]。

Hapel对石油钻探管道的横向振动进行了研究。在考虑钻探管的轴向刚度,而忽略钻探管的抗弯刚度的情况下,分别对作用于钻探管上的海浪力采用线性化和非线性方法,对系统进行了分析,并得出了解析解。对上述两种方法求得的微分方程的解进行比较后发现,非线性方法求得的微分方程解的振动幅度较大,抗弯刚度对微分方程的解影响很小^[21]。

Köhl在考虑石油钻探管内流体作用的情况下,对钻探系统的稳定性进行了研究。石油钻探管的外层导管为橡胶软管,在分析建立系统数学模型时,同样忽略了钻探管的抗弯刚度。在首先求得钻探管的固有频率后,然后将此频率作为系统的激励频率作用于钻探管上端,因此在钻探管上端产生响应(共振激励)。Köhl分析后得出结论:在管内流体的摩擦力的作用下,处于垂直平衡的钻探管道,不受管道两端拉力大小的影响,始终处于不稳定状态^[22]。

Köhne对深海采矿矿石输送管道为钢管的动力学特性进行了分析。Köhne根据钢管系统受力平衡和系统的运动特性,建立系统的数学模型,得出系统的微分方程,对微分方程进行线性化后,求得微分方程的解,并且针输送管道分别为2000m和5000m的情况进行了分析。在假设输送管道不受力矩的作用,分别对输送管道的上下两端固定、上端固定而下端处于自由状态的两种情况进行了研究。研究结果表明,前一种情况管道的振动特性相对稳定,而后一种情况的振动特性变化无常;输送管道上端的振动,需要很长时间才能传输到管道下端。

Köhne 也针对输送管道内存在液体流动的情况进行了研究,分析管内液体流动对系统的影响。当管内液体流动的速度较快时,由于液体流动对管壁产生摩擦力,输送管道在摩擦力的作用下产生振动;当在管道下端系上一定重量的物体时,可以减小输送管道的振幅。当管道内的液体流动速度较小时,管内液体的流动对系统的影响较小而可以忽略^[23]。

Roalla 采用有限单元分析方法,对一根弹性软管的静态和动态特性进行了研究。Roalla 研究的橡胶软管上下两端处于悬挂状态,管道两端铰接而没有力矩的作用,管内存在固定流速流体,软管上端受海浪运动的作用,随海浪一起运动。Roalla 在考虑或忽略橡胶管的抗弯刚度两种情况下,分别对管道的受力和变形进行了计算分析,并对管道的动态特性进行了研究^[24]。

Ablow 和 Schechter 对上端固定于船上,下端处于自由状态伸入海底的电缆,当船拖着电缆作直线运动和作圆弧运动的情况运动进行了分析研究,并找到了一种解决此类问题的有效算法。当船拖着电缆作直线运动时,假设系统处于静态状态,根据系统的运动和动力特性,得到系统的微分方程组,采用有限差分方法求得微分方程的解。用类似的方法, Milinazzo, Wilkie 和 Latchman 也对上述在水中拖着运动的电缆进行了研究,并找到了一种适合于系统在线控制的求解方法^[25, 26]。

Owen 和 Qin 对一根从海底向海面输送石油和天然气的柔性管道进行了分析和研究。管道的上端与停泊于海面的浮动平台相连接,管道的下端垂直固定于海底,在管道下端大约 1/4 长度处,悬挂一浮体,以此保证管道的下端垂直于海底。首先,对处于自由弯曲状态的管道,在忽略管道抗弯刚度的情况下,根据系统在静态条件下的受力平衡,建立系统数学模型,得到系统的微分方程组,分析系统在平衡状态下的管道变形和受力情况。另外,在考虑管道抗弯刚度的情况下,求得系统在平衡状态下的管道变形和受力的近似解。在对系统进行静态分析后,还采用数值分析方法,对系统的动态特性进行了分析和研究。其次,还设计了一个实验系统,对实验软管的变形和受力进行了现场测试,实验模拟软管与真实软管的比例为 1:81。在对实验软管的变形和运动进行了分析和研究时,采用了录像技术^[27]。

Ghadimi 提出了一种计算柔性管道变形和受力分析的方法。Ghadimi 的经验是把柔性管道离散成由许多质量弹簧单元组成的系统,然后根据系统的运动和动力学特性,建立系统的数学模型。采用有限单元法分析系统的变形和受力时,首先计算其近似值,然后经过不断迭代,直到求得系统变形和受力的精确值为止。在对系统中任意质量弹簧单元的运动和受力进行分析时,考虑了单元的质量、浮力、水中运动的阻力、管单元的弹性力、以及管内液体流动时产生的对管道的作用力,管道运动时的海水阻力和海浪运动所产生的作用力按 Morison 方法计算。此外,在建立系统的数学模型时,考虑了弯矩对管道的影响。根据 Bernoulli-Euler 管道计算方法,即管道所受弯矩的大小与管道所在位置的曲率有关,然后根据管道沿长度方向所受弯矩的大小,将剪切力当作外力处理,经过迭代可以求得管道沿长度方向所受的剪切力。因为上述所计算的系统结构相对简单,所以计算方法十分有效。Ghadimi 对一根长 500m 的柔性管道进行了分析和研究,并且通过一个 1:50 的实验模型,证实了上述算法是可行的^[28]。

Markoulidis 对柔性连接物体采用有限单元法进行了研究,例如柔性的绳索,电缆以及柔性连接管道,并且在计算时考虑了这些柔性物体存在材料非线性和几何非线性等情况。其工作难点在于采用有限单元法推导系统的数学表达式,以及对离散非线性系统运动方程的积分求解。Markoulidis 采用上述方法对一根长 700m,两端固定的柔性管道,在海水中受到海浪和洋流作用的情况下进行了研究,此种管道在海洋工程(Offshore Tech)中经常被使用,因此有很高的研究价值^[29]。

Giese 也对在洋流和海浪作用下两端固定的柔性管道进行了研究。Giese 采用有限差分法,对柔性管道进行离散,离散后的单元管为直线质点弹簧单元,单元管的质量分布在单元

管两端的结点上,根据扭转弹簧的特性,可以计算管道存在弯矩的情况。

Lubbert 采用实验方法对深海锰结核采矿系统输矿软管的受力和变形进行了分析和研究。Lubbert 为了分析输送软管,建立了模拟实验设备,模拟实验设备为一个长宽分别为 1.1m, 高 3m 的完全透明的玻璃容器,容器内装满水。实验软管的下端固定于玻璃容器的底部,模拟海面上相对静止的采矿船;实验软管的上端安装于玻璃容器的顶部一台的小车上,小车可以模拟海底采矿车的运动,小车的运动速度和方向由计算机控制。实验软管上下两端安装了力传感器,用于测量实验软管两端的受力变化情况,测量的数据传给控制实验系统的计算机。两台照相机垂直安置于玻璃容器的两个侧面,由计算机控制其拍摄的时间,达到同时拍摄在规定时间内玻璃容器内实验软管的图像。实验时,小车的行走距离,方向,速度和加速度,实验软管两端的受力情况,照相机的拍摄数据,全部储存在计算机内,由计算机进行数据处理[30]。

Lubbert 通过理论分析,解决了照相时光线从空气进入玻璃,从玻璃进入水中,光线发生折射而导致拍摄图像与真实物体存在误差。并且根据相似理论,找到了一根模拟软管,对长为 2500m 的真实输送软管进行了实验分析[30]。

Freitag 对深海锰结核采矿系统的柔性橡胶输送管道的变形和受力进行了理论和实验分析。Freitag 根据相似理论,找到一根与真实输送管道的物理特性成一定比例的实验管道,建立模拟实验系统,对真实系统进行模拟实验分析。Freitag 对采矿船停泊于海面,海底采矿车分别采用不同的运动模式的情况进行模拟实验。根据实验得到的数据,分析真实采矿系统在不同工作模式下,输送软管的受力和变形。由于现实中很难找到一根实验软管,其物理特性与真实输送软管的物理特性都成一定的比例关系,并且实验软管的外部环境参数与真实系统的外部参数也很难成一定的比例关系,因此,几乎不能用实验模型直接分析真实输送软管的受力和变形,只能用实验来验证计算方法[31]。

Freitag 采用实验方法对上述深海输送系统分析的同时,探索用计算方法进行分析,以达到实验方法和计算方法相互验证。在建立系统数学模型时,将输矿软管离散成由圆柱铰连接的多摆系统,然后根据系统的运动和动力学特性,建立微分方程,编写计算程序,采用数值方法求解微分方程。在建立微分方程时,考虑了软管重力、浮力和管内液体重力,但忽略了软管外部和内部其他作用力对软管的影响。在进行计算分析时,假设采矿车作匀速运动。由于计算方法仅仅具备分析输送系统在简单运动状态下的能力,例如,输送系统处于静止状态,或者采矿船停泊于海面而采矿车在海底平面作圆周运动等简单情况,而对采矿车作复杂运动以及对管道受海浪和海流作用等情况,不能进行计算分析。因此,上述计算方法的通用性较差,不具备计算分析输送系统承受复杂外载的能力[31]。

Hoffman 同样采用了实验和理论分析方法,对 6000m 深海锰结核采矿硬管输送系统中的软管的受力和变形进行了分析和研究。硬管输送系统由钢管和软管相连接,连接点为矿石中继站, Hoffman 假设软管与钢管连接点处于静止状态,分析和研究软管在采矿车的牵引下运动的受力和变形。Hoffman 所采用的实验方法和实验装置与 Freitag 所采用的相同,并且许多实验数据来自于 Freitag 所作的实验[32]。

Hoffman 采用计算方法研究输送系统的受力和变形时,将软管离散成由球铰连接直管单元组成的系统,根据采矿车在海底运动,采矿船停泊于海面的情况,采用牛顿第二定理-冲量定理,建立系统的运动和动力学微分方程组,编写计算程序,采用数值方法求解微分方程。在建立微分方程时,考虑了软管重力、浮力、管内液体重力和软管运动时的海水阻力作用,但没有考虑管内液体流动和海浪的作用力对软管的变形和受力的影响。Hoffman 所研究的计算方法相对 Freitag 所研究的计算方法有很大的改进,能对外载比较复杂的平面输送软管进行分析计算,但不能对空间运动的管道进行计算分析[32]。

Grebe 对深海锰结核系统采矿的输送管道进行了计算分析,并采用了与 Freitag 和

Hoffman 相同的实验方法, 验证其计算方法。首先, Grebe 对输送软管的运动进行分析时, 将输矿软管离散成由具有阻尼特性的质量弹簧单元组成的系统, 单元质量平均分布于两端结点上。然后, Grebe 对输送软管的外部载荷进行了理论分析。输送软管的外部载荷十分复杂, 其外部载荷为: 海水对软管的阻力、软管和软管内的液体的重力和浮力、管内流体对软管内壁的压力、海水对外壁的压力、管内流体流动所产生的对软管的作用力、海浪和洋流所产生的对软管的作用力。Grebe 对软管的运动和载荷分析后, 建立了系统的数学模型, 得到了系统的微分方程组, 然后根据微分方程, 编写计算程序进行计算分析。Grebe 所编写的计算程序由分析软管分别在不同简单受力条件下的程序块组合而成, 只能对不同简单受力条件下的系统进行计算分析, 不具备对复杂外载耦合作用的输送系统的分析能力。因此, Grebe 所研究的计算分析方法有很大的局限性^[33]。

Grebe 通过实验, 获得模型软管在不同运动条件下的受力和变形数据, 然后采用计算方法对同样条件下的模型软管进行计算, 分析模型软管的受力和变形, 通过实验结果与计算结果的相互验证, 以证明其计算方法是可行的。Grebe 也对 McNamara 和 Ghadimi 曾经计算过的一根两端固定, 长 150m 的电缆的受力和变形进行了计算, 以证明其计算方法。在经过上述论证后, Grebe 分别对 5263m 和 5963m 长的输送软管的受力和变形进行了研究^[33]。

Chung, JS 对硬管采矿系统进行了深入分析。硬管采矿系统的输送管道由长达 5000m 的钢管、300m 左右的软管、中间矿仓和多台输送泵组成。首先, Chung, JS 对长为 18000 英尺, 下端处于自由状态的输送管道, 采用有限元方法进行了几何非线性静态和动态特分析^[34-36]; 然后在考虑中间矿仓和输送泵的质量的情况下, 对输送管道进行了静态和动态分析。分析结果表明, 管道横向和轴向振动很大, 采矿系统很难控制^[39-47]。

为了减小管道横向和轴向振动, Baorong Cheng 和 Chung, JS 在管道上设计阻尼系统, 然后采用有限元方法对管道进行了几何非线性静态和动态特分析, 得出管道的横向和轴向振动分别为 173 英尺和 22 英尺, 阻尼系统的减振效果明显^[48-55]。

北京科技大学对硬管采矿系统中长为 5000m, 下端处于自由状态的阶梯输送管道, 采用有限元方法, 对不同工况分别进行了几何非线性静态和动态分析^[10]。

此外, 还有印度、日本的研究工作者也对液体中运动管道的变形和受力分析做了许多研究工作, 由于受到研究方法和手段的限制, 只能对外载简化后的情况, 或处于特殊情况下的系统进行分析研究^[56-72]。

从上述的文献综述可知, 许多研究工作者对液体中运动的管道或电缆进行了研究, 并取得了大量研究成果。从已采用的研究方法可知, 求解上述问题的方法有如下三种。

第一种方法: 对系统运动和动力学进行分析, 在基础上建立系统数学模型, 得到系统运动和动力学微分方程组, 通过求解微分方程得到方程解析解表达式。采用此种方法对系统进行分析时, 必须对系统进行大量简化, 或者仅仅考虑系统某一因素影响, 而忽略其他因素影响, 一般局限于平面问题, 对于运动和外载都很复杂的深海采矿输送系统, 采用此种方法难以对系统进行全面和深入的分析研究, 因此不宜采用该方法对深海采矿输送系统进行分析研究。

第二种方法: 与第一种方法一样, 首先对系统进行分析后, 建立系统运动和动力学微分方程, 在建立微分方程时, 考虑影响系统的因素比第一种方法全面。求解微分方程的方法与第一种不同, 一般采用编写程序对微分方程进行数值求解。此种方法比第一种方法考虑的因素全面, 采用的工具先进。由于输送系统运动和外载很复杂, 采用此方法分析研究时, 编写计算程序的工作量很大, 少量研究人员很难对影响系统的因素进行全面考虑后编写计算程序。Siegen 大学采用了第二种方法对输送系统进行了研究, 所取得的研究成果不多, 研究的结果已经证明, 采用此种方法很难对运动和外载很复杂的深海采矿输送系统进行分析。

第三种方法: 采用有限单元法对输送系统进行分析研究。采用有限单元法对输送系统进

行研究时,可以自己编写计算程序,也可以采用商业软件。自己编写计算程序对系统进行分析研究时,其缺点与第二种方法相同,编写计算程序的工作量很大,很难对系统全面的分析和研究。商业软件经过不断的研究和完善,具有强大的功能,能对系统在复杂运动和复杂外载耦合作用情况进行分析。因此,采用商业软件对运动和外载都很复杂的深海采矿系统进行分析研究,具有很大的优势。

由于软管的特殊性质,对软管系统的分析相对于对硬管系统的分析更困难。输送管道在工作中的外部载荷十分复杂,除承受自身的重力和海水的浮力外,还受到管内流体的作用力、海水的阻力、海水压力、海浪和海流的作用力。为了设计和控制软管采矿系统,必须对输送系统进行分析研究,目前只有 Siegen 大学在这方面做了一定的工作,所取得的研究成果十分有限。

从上述分析可知,对复杂外载耦合作用下的软管输送系统的力学分析,采用有限元商业软件分析比较合适。目前,有限单元法的商业软件较多,而 Ansys 的应用比较普遍,具有强大的分析功能,Ansys 中的 pipe59 单元能针对液体中运动管道的变形和受力进行分析,因此,本文将采用 Ansys 对采矿系统进行运动和受力分析。

1. 3 本文研究的主要内容

本文将对深海采矿输送系统进行研究,其主要研究工作如下:

1、深海采矿软管输送系统的输送设备研究。

根据海洋采矿软管输送系统特点,对由储料罐与高压水泵组合而成的新的矿石输送方法的输送原理进行研究,探寻高扬程、长期可靠工作的软管输送设备;建造由储料罐与高压水泵组合而成的输送设备实验模型,对其输送机理进行实验分析;建立由高压水泵与储料罐组合而成的输送设备的矿石输送理论,针对能将矿石从 5000m 的海底直接输送到海面的输送设备进行参数分析,探寻输送浓度、输送速度、扬程、流量等输送设备的最优工作参数。

2、深海采矿软管输送系统几何非线性力学分析。

针对输送软管两端在采矿船和采矿车的牵引下运动,同时受到浮力、重力,海浪、海流、海水阻力、海水压力和管内流体等复杂载荷耦合作用的情况,建立在复杂外载耦合作用下的输送软管的力学分析理论;根据软管工作过程大变形特点,建立输送软管几何非线性有限元分析理论;针对 1000m 钻结壳采矿中试系统和 5000m 深海采矿系统软管在复杂运动和复杂外载耦合作用的情况,进行几何非线性力学分析,优化输送系统的工作参数(管道长度、采矿车的运动速度、浮体材料的加载方式和大小等),探寻系统最优工作模式(采矿车的工作范围、工作模式、管道最佳空间形状等),评估系统极限工作条件(极限工作风浪、海流);采用模型实验方法,对分析理论和计算进行实验研究。

本文将运用合适的理论和计算方法以及采用先进的实验手段,对深海采矿输送设备进行研究,并对输送管道进行力学分析,使理论、计算、实验相互验证,将提供一种技术先进、理论完备且具有工程实用价值的深海矿石输送系统技术原型。

第二章 输送设备研究及输送系统的参数分析

2.1 深海采矿系统矿石输送方法研究

对于深海采矿, 研究工作者提出了多种方法, 由采矿船、海底采矿车和水力输送系统三个部分组成采矿系统, 被认为是一种最具商业应用前景的深海采矿系统。根据输送管道的不同, 深海采矿系统又可分为硬管采矿系统和软管采矿系统, 图 2-1 至图 2-5 是各种水力输送系统不同的深海采矿系统的原理图。

图 1-1 和图 1-2 是上世纪七十年代研究的两种深海锰结核采矿系统, 属于硬管采矿系统。由图可知, 两种采矿系统的结构基本相同, 都是由海面的采矿船、海底被拖动的采矿车、以及由钢管、软管和输送泵组成的输送系统三个部分组成。输送系统采用水力输送方法, 将海底采矿车采集的矿石通过管道输送到海面的采矿船上。

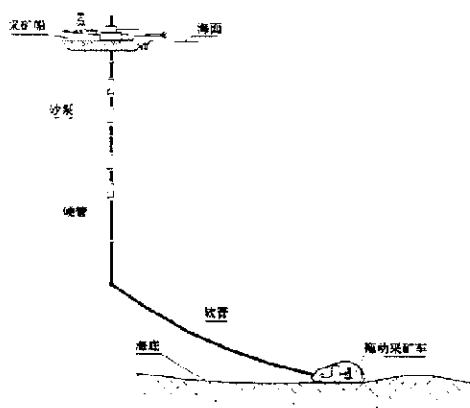


图 2-1 第一代拖动式硬管采矿系统原理图

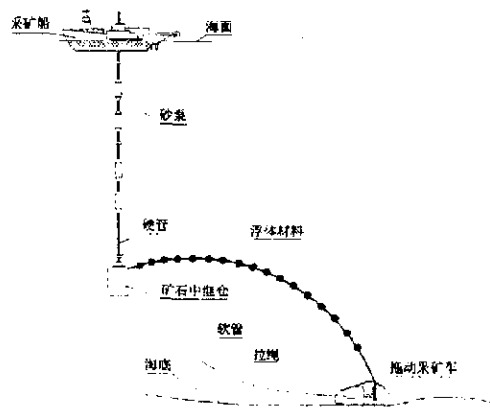


图 2-2 第二代拖动式采矿系统原理图

图 2-2 第二代拖动式采矿系统原理图

第二章 输送设备研究及输送系统的参数分析

2.1 深海采矿系统矿石输送方法研究

对于深海采矿, 研究工作者提出了多种方法, 由采矿船、海底采矿车和水力输送系统三个部分组成采矿系统, 被认为是一种最具商业应用前景的深海采矿系统。根据输送管道的不同, 深海采矿系统又可分为硬管采矿系统和软管采矿系统, 图 2-1 至图 2-5 是各种水力输送系统不同的深海采矿系统的原理图。

图 1-1 和图 1-2 是上世纪七十年代研究的两种深海锰结核采矿系统, 属于硬管采矿系统。由图可知, 两种采矿系统的结构基本相同, 都是由海面的采矿船、海底被拖动的采矿车、以及由钢管、软管和输送泵组成的输送系统三个部分组成。输送系统采用水力输送方法, 将海底采矿车采集的矿石通过管道输送到海面的采矿船上。

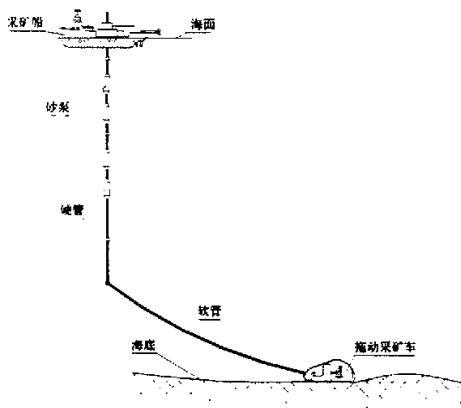


图 2-1 第一代拖动式硬管采矿系统原理图

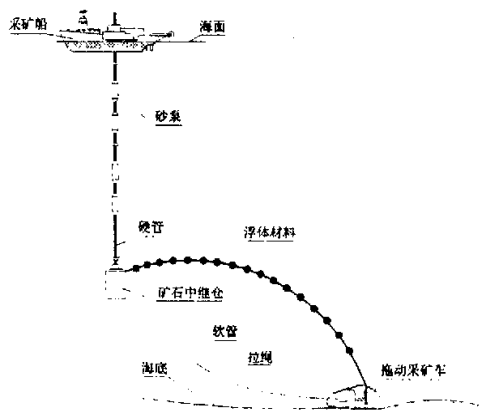


图 2-2 第二代拖动式采矿系统原理图

上述两种采矿系统的硬管长达 5000m, 硬管从采矿船上垂直伸入到接近海底处, 在硬管的下端, 用较短的软管与拖曳式采矿车相连接。这两种采矿系统的采矿车自身没有行走动力, 采矿车是由海面航行的采矿船, 通过垂直钢管拖着在海底作采矿运动。

图 2-1 所示的采矿系统的采矿车由软管直接拖动, 工作过程中, 软管的形状随系统运动而改变, 不利于管内流体平稳输送, 且软管容易被拉断损坏。

图 2-2 所示的采矿系统的采矿车改由一根钢丝绳拖动, 软管与钢管的连接处为矿石中继站。此种输送系统的软管形状相对稳定, 因此, 有利于管内的流体的流动。

上述两种采矿系统的外形尺寸十分巨大, 输送系统安装和采矿车下放都十分困难。采矿船与钢管为刚性结构, 采矿船在 6000T 以上, 整个采矿系统在采矿过程中必须一起运动, 而采矿车速度较小, 一般小于 1m/s, 当采矿范围相对较小, 为了满足采矿的要求, 采矿车需要经常作转弯运动, 这就给海面采矿船的航行提出了很高的要求。5000m 的钢管在运动过程中, 由于受到惯性以及海浪、海水阻力等各种外载荷的作用, 产生很大的偏移运动。

从上述可知, 由于这两种采矿系统自身的缺陷, 难以达到商业开采海底矿产资源的要求, 因此, 现在放弃了对这两种系统的研究。

图 2-3 和图 2-4 (矿山院) 所示的深海采矿系统, 是在图 2-1 和 2-2 所示的采矿系统的基础上改进的硬管采矿系统。这两种采矿系统同样由海面的采矿船、海底采矿车和输送系统三个部分组成。这两种采矿系统的特点为: 采矿车为自治采矿车, 能在海面采矿船的控制下, 根据海底的实际情况作采矿运动; 海面的采矿船在采矿过程中可以停泊于海面, 也可以随海底的采矿车一起运动, 采矿车和采矿船的运动可以分开^[34-40]。

Baorong Cheng 和 Jin S.Chung 对图 2-3 由钢管和软管组成的矿石输送系统, 采用有限单元法进行了动态分析, 在管道上安装阻尼系统的情况下, 钢管下端的振动幅度达 170 英尺。当采矿船运动时, 在海水阻力的作用下, 上端铰接, 下端处于自由状态的管道的偏移量很大^[10]。因此, 很难通过控制采矿船的运动, 从而达到控制采矿车的运动。海底并不平坦, 5000m 垂直输送钢管有可能与海山发生碰撞而发生海难。输送泵直接输送矿石混合流体, 容易磨损, 输送泵磨损后, 整个采矿系统不能继续工作^[41-55]。

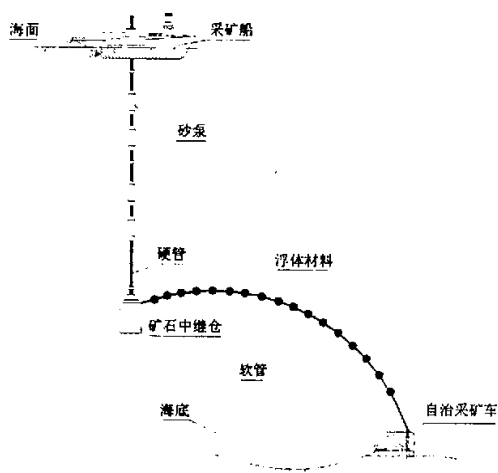


图 2-3 硬管采矿系统原理图 (自治式采矿车)

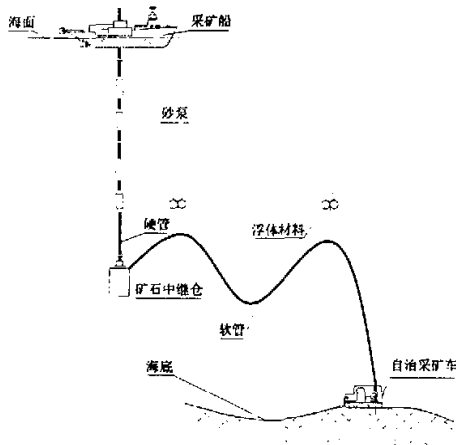


图 2-4 硬管采矿系统原理图（自治式采矿车）

上述两种采矿系统与图 2-1 和 2-2 所示的采矿系统一样，系统的外形尺寸十分巨大，输送系统安装和采矿车下放海底都十分困难。钢管下端的振动幅度同样很大，因此，对采矿车的运动产生十分不利的影响。引发海难事故的因素也没有排除，容易发生海难事故。输送泵直接输送矿石混合流体，输送泵磨损同样很快。由于软管的长度十分有限，当采矿船停泊于海面时，自行式采矿车的采矿范围非常小，因此采矿船需要经常随采矿车运动。当采矿船随采矿车运动时，由于采矿车的运动速度小，运动模式复杂，很难控制海面大吨位的采矿船随海底采矿车运动。

一种可行性和经济性能都有很大改进的深海采矿系统如图 2-5 所示。此种采矿系统的输送管道为橡胶软管，因此，称为软管采矿系统。这种采矿系统的工作原理为：海底采矿车工作所需要的能量和采矿车运动的控制信号，通过软管从采矿船输送到海底的采矿车上；海底采矿车采集的矿石，在采矿车上水力输送设备的作用下，通过软管输送到停泊于海面的采矿船或采矿平台上。

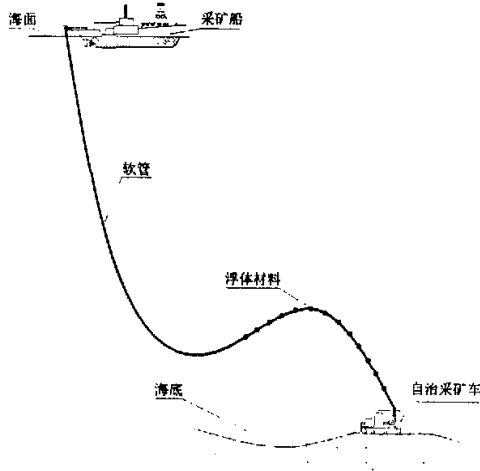


图 2-5 软管采矿系统原理图

图 2-5 所示的软管采矿系统与前面所述的硬管采矿系统相比较,具有如下优点:

1. 输送管道是一根管壁内有钢丝加强的橡胶管道,软管的柔韧性非常好,海底的采矿车能牵引软管作采矿运动。由于软管很长,当采矿船停泊于海面时,海底采矿车牵引软管能在海底很大范围内作采矿运动,克服了采矿船随采矿车一起运动的缺点。
2. 采矿车采集的矿石通过安装于采矿车上的水力输送设备直接输送到海面的采矿船上,使整个输送系统得到简化,但同时要求水力输送设备具有强大的输送能力。采矿船停泊于海面上,只有变换采矿场时才运动,采矿系统的操作和控制变得相对容易。输送系统没有尺寸庞大的钢管,管道中央未安装提升泵和中继仓,输送系统的重量减少了许多,因此,输送系统振动对采矿车运动的影响减小。
3. 当采矿系统不能工作的情况出现时,例如海面有狂风,输送管可以与采矿船分开,避免采矿系统出现海难事故。当软管与采矿船分离后,在软管上端装上浮标漂浮于海面,采矿车将整个系统固定于海底;当天气情况许可时,采矿船与软管连接,采矿系统恢复工作,因此,软管采矿系统相对灵活。

软管采矿系统的水力输送设备安装于采矿车上,如果采用输送泵直接输送矿石混合流体,对输送泵的扬程要求很高,目前还没有技术能生产将矿石混合流体直接从 5000m 海底输送到海面的高扬程输送泵,因此,需要研究出高扬程水力输送设备。

德国 Sigen 大学从上世纪七十年代开始对软管采矿系统进行研究,希望能研究出将矿石混合流体直接从 5000m 海底输送到海面的水力输送设备,但一直没有研究出效果理想的水力输送设备^[15-33]。因此,研究出将矿石混合流体直接从 5000m 海底输送到海面的水力输送设备,是软管采矿系统成功的关键。

采用储料罐与高压水泵组合,理论上能将矿石混合流体直接从 5000m 海底输送到海面,是一种十分理想的深海采矿矿石输送设备,如果软管采矿系统的水力输送设备取得技术突破,软管采矿系统将在技术上变为可行。

2.2 储料罐与水泵组合的水力输送设备研究

2.2.1 水力输送系统方法分析

水力运输方法具有输送量大和运输成本低等优点,被大量应用于固体颗粒料输送,例如采用水力输送方法运输煤、矿石和矿渣。海洋采矿系统也应采用水力运输方法,通过管道将矿石颗粒从海底采矿车输送到海面采矿船上。

水力输送主要有两种方法。图 2-6 为两种水力运输方法的原理,右图为采用输送泵直接对矿石与海水混合流体加压运输;左图为采用清水泵先对海水加压,然后采用矿石掺入设备将矿石颗粒掺入到加压后的海水中进行输送。

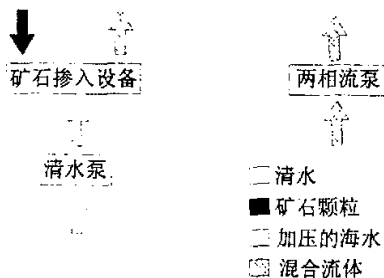


图 2-6 矿石颗粒水力运输原理图

图 2-6 右图所示为采用输送泵直接对混合流体进行运输的水力输送方法,其缺点是输送泵容易磨损,随着压力的升高,泵的磨损加快;该水力运输方法还受到固体颗粒大小、运输量和输送距离的限制。目前对固体颗粒大于 50mm,运量要求大于 $1000\text{m}^3/\text{h}$,输送压力大于 10MPa 的输送泵,在技术上和经济性能上还有待改进。

上述输送方法的输送泵主要有两种,分别为采用活塞泵和离心泵对运输流体加压。活塞泵适用于输送细小颗粒物料,不适用于海洋采矿粗颗粒矿石输送。采用离心泵能输送粗颗粒的物料,其提升压力一般小于 2MPa,如需提高提升压力,则需要提高离心泵叶片的圆周速度,圆周速度提高后,矿物颗粒与高速运动的叶片磨损加快,泵容易磨损破坏。海洋采矿的输送系统需要将矿石从 3000~ 5000m 海底输送到海面,当采用离心泵输送时,必须在管道中间安装多台多级输送泵对流体接力输送,这就是硬管采矿系统采用的水力输送方法。

在 1978 年的 OCEAN MANAGEMENT INCORPTED 海洋采矿项目中,5000m 锰结核采矿系统为硬管系统,输送系统为钢管与橡胶软管相接,多台离心泵安装在钢管上。在海上采矿实验时,当系统采集了 1000 吨锰结核后,由于离心泵的密封件磨损,离心泵很快被磨损破坏,系统被迫停止工作。由于输送泵在抗磨技术上很难取得突破,采用离心泵分段加压的方法,很难使硬管采矿系统取得商业应用。

图 2-6 左图所示的水力输送方法,输送设备将对流体输送与对流体加压的两个过程分开,即先采用水泵对海水加压,然后将矿石颗粒掺入高压水中进行输送。此种方法的优点是,避免了矿石颗粒与水泵的直接磨损,因此,能显著提高输送设备的使用寿命;由于只对清水加压,水泵的加压能力也可以大大提高,能将矿石颗粒从海底直接输送到海面。

德国 Siegen 大学的 Konstruktion-und Fördertechnik 研究所,通过对深海锰结核采矿系统的研究,提出了采用软管采矿系统,并且希望研究出一种能将矿石掺入高压水管内的设备。掺入设备由三个轮盘组成,两端为固定轮盘,中间为旋转轮盘,通过中间圆盘旋转,将矿石颗粒掺入输送管道内,然后输送到海面的采矿船上,其原理如图 2-7 所示^[13]。

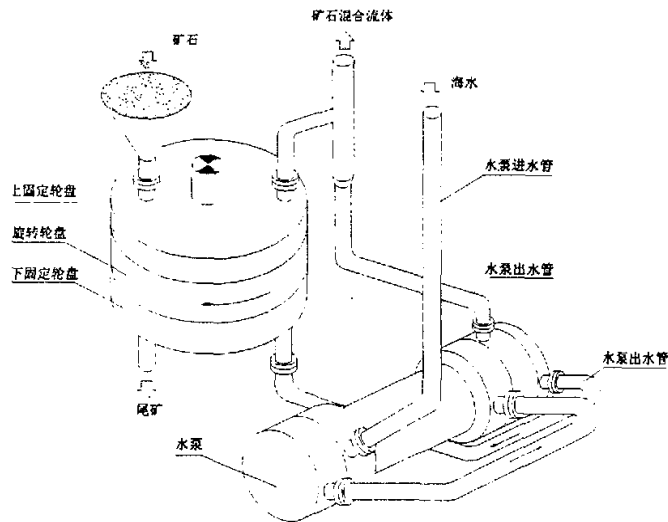


图 2-7 Sigen 大学矿石输送设备原理图

上述水力输送方法并不是德国 Siegen 大学的 Konstruktion-und Fördertechnik 研究所的原创。早在 1978 年,德国 SEMAG-TRANSPAN 公司设计了一台类似的实验设备用于固体颗粒料输送,在实验中发现,圆盘之间很难密封,并且一直没有找到解决问题的方法。澳大利亚的 ASEPTY 公司于 1985 年生产了一台圆盘直径为 250mm 的类似设备用于煤炭运输,输

送能力为 300t/h，在长时间的工业实验中，圆盘之间的密封每隔 500 小时需要更换^[14]。

德国 Siegen 大学的 Konstruktion-und Fördertechnik 研究所在上述研究的基础上，希望通过在旋转圆盘接触面上安装陶瓷片的方法，解决圆盘之间的密封问题，用于深海采矿的水力输送，但效果并不理想。

采用储料罐输送固体颗粒是一种重要的水力输送方法。由于储料罐输送固体颗粒效率高，使用寿命长，安全可靠，被广泛应用于矿山井下的泥浆和粉矿输送。本人根据海洋采矿矿石输送的特点和要求，采用储料罐输送与水泵输送相结合的方法，可以得到一种同时具备水泵和储料罐优点的新的水力输送设备。

如果采用高速多级高压水泵首先对海水加压（650m 扬程的水泵已有工业产品，技术成熟），然后通过储料罐将矿石掺入高压水中进行输送，理论上能将矿石直接从 5000m 的海底输送到海面。高速多级水泵的扬程高且重量轻，由于矿石不经过水泵，能保证输送设备长期可靠工作。如果由高压水泵与储料罐组合而成的新的深海矿石输送设备研究成功，软管输送系统将在关键技术取得突破，将使软管采矿系统将朝商业应用迈进关键一步。此种输送系统更适合于钴壳壳开采。

采用储料罐与水泵组合的水力输送设备，安装于海底采矿车上，采用橡胶软管作为输送管道，一艘采矿船可以同时与多台海底采矿车相接，因此，开采能力成倍增长。其系统原理如图 2-8 所示。

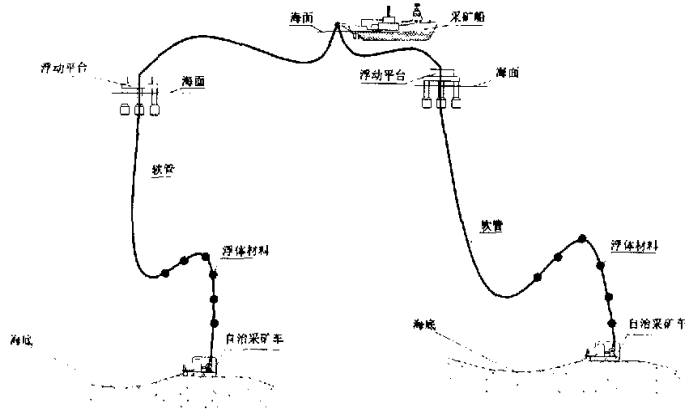


图 2-8 同时多台采矿车的软管采矿系统原理图

2.2.2 储料罐与水泵组合输送设备原理

图 2-9 是储料罐与水泵组合的水力输送设备原理图，该水力输送设备由一台高压多级清水泵、两个储料罐和六个阀组成。系统的工作原理如下：

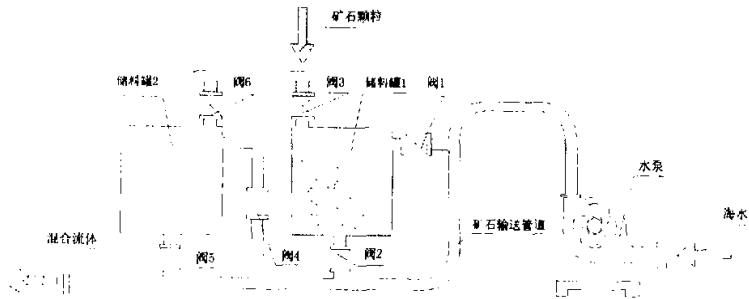


图 2-9 储料罐与水泵组合的水力输送设备原理图

1. 采矿系统工作开始前, 阀 3 和阀 6 处于打开状态, 其它阀门处于关闭状态, 储料罐内压力与海水压力相通, 水泵启动后, 海水在水泵的作用下, 从水泵的入口处吸入, 通过输送管道输送到海面。
2. 采矿车开始工作后, 矿石经阀 3 流入储料罐 1 内, 同时, 储料罐内的部分海水经阀 3 排出。当储料罐 1 装满矿石颗粒后, 关闭阀 3, 同时打开阀 1 和阀 2, 储料罐 1 内的压力与输送管道压力相通, 储料罐 1 内的矿石颗粒流入输送管道, 与管道内的海水混合形成混合流体, 在水泵的作用下, 输送到采矿船上。
3. 在关闭阀 3 后, 矿石颗粒经阀 6 流入储料罐 2。当储料罐 1 内的矿石完全输送完毕, 储料罐 2 装满矿石后, 关闭阀 1、阀 2 和阀 6, 同时打开阀 3、阀 4 和阀 5, 储料罐 2 内的矿石颗粒流入输送管道, 在水泵的作用下, 输送到海面的采矿船上, 而矿石颗粒经阀 3 流入储料罐 1。

根据上述工作步骤, 不断重复, 输送系统能将采矿车采集的矿石源源不断地输送到海面的采矿船上。

当输送储料罐 1 中的矿石时, 关闭阀 3, 打开阀 1 和阀 2, 矿石能自动流入矿石输送管道, 与水泵加压后的高压水混合到一起, 其主要原因是: 首先, 由于储料罐内的压力与输送管内的压力处于平衡, 矿石在重力的作用下能流入输送管道内; 其次, 当输送管道内的流体以一定的速度流动时, 根据射流原理, 在阀 2 与输送管道的连接处产生负压, 对储料罐内的矿石产生抽吸作用, 使矿石流入输送管道内^[100]。通过储料罐与水泵组合的输送设备模拟实验也得到证实, 储料罐内的矿石能自动流入输送管道内。

矿石输送浓度是输送系统的一个主要技术参数, 通过调节阀 2 和阀 3 的开口度控制输送系统矿石的输送浓度, 确保输送系统处于最优工作状态。

上述储料罐与水泵组合的水力输送设备具有如下特点:

1. 输送系统所采用的设备都是通用设备, 其设计理论完善, 容易设计和生产出适合于在深海工作的输送设备。
2. 从输送设备的工作原理可知, 矿石颗粒在输送过程中没有经过水泵, 避免了水泵过流部件与矿石直接磨损, 可保证输送设备长期安全工作。
3. 输送系统采用高速多级水泵, 重量轻, 并且通过一台水泵就能将矿石输送到采矿船上, 避免了采用多台水泵接力输送, 因此, 输送系统得到简化。与多台输送泵接力输送的硬管输送系统相比, 输送系统出现事故的机率为减少。
4. 输送系统采用橡胶管道将矿石从采矿车输送到海面的采矿船上, 输送系统的重量可以减轻, 从以后输送系统的运动和受力分析可知, 此种采矿系统比硬管采矿系统容易控制和操作, 采矿车的工作范围也得到扩大。
5. 当海面出现大风大浪时, 该采矿系统的采矿船能较为方便地与输送系统解开, 避免海难事故的发生。
6. 一艘采矿船能同时连接多台采矿车, 采矿系统的生产能力成倍增长, 使采矿系统向商业应用迈进了一大步。
7. 能较容易将软管和采矿车下放到海底, 当采矿车出现故障时, 也能较容易将采矿车提升到采矿船上维修。

从上述分析可知, 由水泵与储料罐组成的水力输送设备具有许多明显的优点。在对水泵与储料罐组成的水力输送设备的原理进行了分析后, 将对水力输送设备的设计理论和输送系统参数进行研究。

2.3 水力输送系统理论

2.3.1 固液两相流管中运动的伯努利(Bernoulli)方程

固液两相流管中的运动非常复杂,针对输送管道内固液混合物的运动特点,作如下的假设,推导出固液两相流管中运动的伯努利方程。

1. 固液混合物的流动是定常的和不可压缩的;
2. 固相和液相之间没有能量交换;
3. 固液两相所受的质量力只有重力;
4. 固相为相同的固相物质,液相为相同的液相物质。

根据流体的能量方程、连续方程和动量方程可得管内两相流的伯努利(Bernoulli)方程:

$$\frac{P_1}{\rho_m g} + \alpha_{m1} \frac{u_{m1}^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho_m g} + \alpha_{m2} \frac{u_{m2}^2}{2g} + Z_2 + \Delta h_m \quad (2.3-1)$$

式中: ρ_m : 混合流体的密度;

u_{m1} , u_{m2} : 管道截面 1 与 2 上混合流体的平均速度;

Δh_m : 混合流体由截面 1 到截面 2 内的能量损失;

α_{m1} , α_{m2} : 截面 1 和 2 上动能修正系数。

上式是固液两相流在管道中流动的伯努利(Bernoulli)方程。在小颗粒情况下,固体颗粒的运动速度与液体速度相同,则两相流的伯努利(Bernoulli)方程与均质流的伯努利方程一样。当固体颗粒较大、颗粒流速与液相流速不相同时,在两相流伯努利(Bernoulli)方程中应考虑动能修正系数 α_m 。当所分析系统中动能项在总能量中所占的比例很小时,两相流伯努利

(Bernoulli)方程的修正系数采用 $\alpha_m = 1$, 对系统分析影响不大,则两相流的伯努利(Bernoulli)方程与均质流的伯努利方程一样^[73, 74]。

在对深海采矿输送系统进行分析时,系统的势能和压能所占比例很大,而动能所占比例很小,因此可应用均质流的伯努利方程,其方程如下:

$$\frac{P_1}{\rho_m g} + \frac{u_{m1}^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho_m g} + \frac{u_{m2}^2}{2g} + Z_2 + \Delta h_m \quad (2.3-2)$$

2.3.2 输送系统水力分析

图 2-10 是储料罐与水泵组合的水力输送系统原理图,由图可知,系统所需要的压力由高压水泵提供。在设计输送系统时,根据管中固液两相流运动的伯努利方程,对输送系统进行水力分析。

假设矿石颗粒进入高压水管内后与海水均匀混合,并且假设矿石颗粒大小一致,可采用管道中固液两相流动的伯努利(Bernoulli)方程分析。

根据伯努利(Bernoulli)方程,在水泵的进水口处的压力 P_j 为:

$$P_j = \rho_l g h \quad (2.3-3)$$

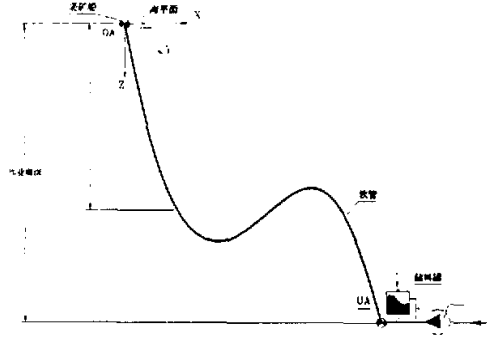


图 2-10 水力输送系统原理图

式中：\$h\$：水泵进水口到海面的高度，近似地取采矿系统作业水深；

\$\rho_l\$：海水的密度。

设水泵的扬程为 \$H\$，管内海水的流速为 \$u_l\$，从水泵进水口到出水口有如下方程：

$$H\rho_w g + \rho_l g h = P_c + \frac{\rho_l u_l^2}{2} \quad (2.3-4)$$

式中：\$P_c\$：水泵出口处管内的压力；

\$\rho_w\$：纯水的密度。

当矿石颗粒流入管内后，管道的内径和流量没有改变，假设矿石流入管道内之前的海水流速 \$u_l\$ 与矿石流入管道后的混合流体的流速 \$u_m\$ 相同，即，\$u_l = u_m = u\$。当忽略矿石掺入管道时所产生水力损失（在输送系统的实验中，将分析矿石掺入高压水中所产生的压力损失），根据矿石混合前后系统的能量相等，从水泵出水口到软管与水力输送设备的连接处 UA 有如下等式。

$$P_c + \frac{\rho_l u_l^2}{2} = P_{UA} + \frac{\rho_m u_m^2}{2} = H\rho_w g + \rho_l g h \quad (2.3-5)$$

式中：\$P_{UA}\$：软管与水力输送设备的连接处 UA 的管内压力。

根据两相流的伯努利(Bernoulli)方程，从连接点 UA 到海面可得如下方程。

$$\frac{P_{UA}}{\rho_m g} = \frac{P_{OA}}{\rho_m g} + h + \Delta h_m \quad (2.3-6)$$

式中：\$P_{OA}\$：海面软管的出口压力；

将式中(2.3-5)代入式(2.3-6)，可以得到将矿石从采矿车输送到海面的水泵所需要的扬程

H 的计算公式如下:

$$H = \frac{P_{OA}}{\rho_w g} + \frac{\rho_m h}{\rho_w} - \frac{\rho_l h}{\rho_w} + \frac{\rho_m u_m^2}{2g\rho_w} + \frac{\rho_m}{\rho_w} \Delta h_m \quad (2.3-7)$$

式中: u_m : 管内流体的流动速度;

Δh_m : 从采矿车到海面采矿船输送管道内流体的水力损失, 其单位为混合流体高

度, Δh_m 与压力损失 ΔP_m 之间的关系为: $\Delta h_m = \frac{1}{\rho_m \cdot g} \Delta P_m$, 代入上式, 得:

$$H = \frac{P_{OA}}{\rho_w g} + \frac{\rho_m h}{\rho_w} - \frac{\rho_l h}{\rho_w} + \frac{\rho_m u_m^2}{2g\rho_w} + \frac{\Delta P_m}{\rho_w g} \quad (2.3-8)$$

从上式分析可知, 水泵的扬程由五部分组成:

$\frac{P_{OA}}{\rho_w g}$: 为输送管道的出口压能;

$\frac{\rho_m h}{\rho_w}$: 混合流体势能;

$\frac{\rho_l h}{\rho_w}$: 海水的势能;

$\frac{\rho_m u_m^2}{2g\rho_w}$: 混合流体的动能;

$\frac{\Delta P_m}{\rho_w g}$: 混合流体沿管道的水力损失。

在对输送系统软管进行力学分析时, 需要知道管道内外压力的计算公式。系统坐标原点为采矿船, 根据两相流的伯努利(Bernoulli)方程, 从点 UA 到离采矿船垂直距离为 Z 处的一点的方程为:

$$\frac{P_{UA}}{\rho_m g} = \frac{P_z}{\rho_m g} + (h - z) + \Delta h_{mz} \quad (2.3-9)$$

由上式可得点 Z 处的管内压力 P_z :

$$P_z = H\rho_w g + \rho_l g h - \frac{\rho_m u_m^2}{2} - (h - z)\rho_m g + \rho_m g \Delta h_{mz} \quad (2.3-10)$$

式中: Δh_{mz} : 从水泵出水口到 Z 点管内流体流动的水力损失。

而管外点 Z 出的静压力 P_z' 为:

$$P_z' = \rho_l g z \quad (2.3-11)$$

公式(2.3-8)是输送系统设计时,水泵设计的基本参数;公式(2.3-10)是对系统进行力学分析的基本公式。从两个公式分析可知,当输送系统所要求的流量确定后,管内的流体流速 u 能是确定的;当流体中的矿石体积浓度 C_v 确定后,流体的密度 ρ_m 也是确定的;而采矿系统作业水深 h 是采矿系统的基本参数。从上述分析中可知,其他项都可以计算,只有管内流体流动的水利损失 Δh_w 不能确定,而 Δh_w 是一个重要参数,需要进一步分析才能确定。当上述的系统各参数确定后,公式(2.3-8)和(2.3-10)能求解。

2.4 输送系统各参数分析

深海采矿输送系统涉及的参数很多,并且相互关联和制约,输送系统的参数由系统所需输送的矿石量决定。系统的基本参数有输送流量、管道直径、输送流体的浓度、输送距离。而其它参数,例如流体的流速、水泵的扬程和功率等都可以由上述参数直接或者间接推导得出。

2.4.1 混合流体的物理特性

在设计采矿系统之前,其生产能力已确定。钴结壳中试采矿系统的生产能力为 30t/h 干矿石,根据采矿系统的生产能力可以推导出输送系统的流量^[7]。

由于海底矿石中含有水分,根据采矿系统的生产能力,可以得出干矿石量与需要输送的湿矿石量之间的关系:

$$W_g = W_s(1 - C_w) \quad (2.4-1)$$

式中: W_g : 系统在一定时间 t 内需要生产的干矿石量;

W_s : 系统在一定时间 t 内需要输送的湿矿石量;

C_w : 海底矿石的含水量。

输送系统的矿石的体积流量 Q_s 为:

$$Q_s = \frac{W_s}{t\rho_s} = \frac{W_g}{(1 - C_w)t\rho_s} \quad (2.4-2)$$

式中: ρ_s : 矿石的密度。

矿石体积浓度在系统设计前已经确定,钴结壳中试采矿系统的输送的矿石体积浓度为 7~12%, 体积浓度 C_v 是矿石的体积流量 Q_s 与混合流体的体积流量 Q_m 之比:

$$C_v = \frac{Q_s}{Q_m} \quad (2.4-3)$$

由式(2.4-2)和(2.4-3)可以得出输送系统混合流体流量的计算公式:

$$Q_m = \frac{W_s}{(1 - C_w)t\rho_s C_v} \quad (2.4-4)$$

混合液体的密度 ρ_m 是计算系统其它参数和对管道进行力学分析的重要参数。混合液体的密度是单位体积混合液体所具有的质量，即：

$$\rho_m = \frac{\rho_l Q_l + \rho_s Q_s}{Q_m} \quad (2.4-5)$$

式中： Q_m ：混合液体体积流量， Q_m 是矿石体积流量 Q_s 与海水体积流量 Q_l 之和，
 $Q_m = Q_s + Q_l$ 。

由(2.4-3)式可得： $Q_s = Q_m C_v = (Q_s + Q_l)C_v$ ，即：

$$Q_s = \frac{Q_l C_v}{1 - C_v} \quad (2.4-6)$$

将上式代入(2.4-5)式得

$$\rho_m = C_v \rho_s + (1 - C_v) \rho_l \quad (2.4-7)$$

从上式分析可知，当矿石的体积输送浓度确定后，混合液体的密度 ρ_m 能确定。

2.4.2 输送管道的参数分析

采矿系统的作业水深 h 确定后，根据系统的工作要求，输送管道的长度 L 可以确定。输送管道的内径是一个很重要的参数，当输送系统的输送流量 Q_m 确定后，管道内径 D_i 与管内流体的流速 u_m 之间的关系为：

$$D_i = \sqrt{\frac{4Q_m}{\pi u_m}} \quad (2.4-8)$$

为了保证输送系统正常工作，垂直输送管内的流体速度必须大于矿石颗粒的沉降速度。当固体颗粒为球形时，根据颗粒在水中的重力、浮力与颗粒的阻力平衡，可以得出球形矿石颗粒的沉降速度 u_l 的一般计算公式。

$$u_l = \left[\frac{\pi d_s g (\rho_s - \rho_l)}{6 \varphi \rho_l} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.4-9)$$

式中： d_s ：矿石颗粒的平均直径；

φ ：球形阻力系数，输送管道内的流体速度较大，是紊流，其阻力系数 $\varphi = \frac{\pi}{8} C$ ，

$C = 0.4 \sim 0.5$ 。将阻力系数代入式(2.4-9)得牛顿-雷廷格沉降速度公式：

$$u_i = \sqrt{\frac{8}{3} d_s g \left(\frac{\rho_s - \rho_l}{\rho_l} \right)} \quad (2.4-10)$$

矿石颗粒的形状并非球形,所以在计算非球形颗粒时应在球体沉降公式中引入形状系数。一般采用颗粒球形系数 ψ ,对于多角形矿石颗粒, $\psi = 0.82 \sim 0.67$ 。引入球形系数后,矿石的沉降速度公式为:

$$u_i = \psi \sqrt{\frac{8}{3} d_s g \left(\frac{\rho_s - \rho_l}{\rho_l} \right)} \quad (2.4-11)$$

由固液两相流理论中的 Govier 理论可知,当最小水流速度大于固体颗粒沉降速度的 2 倍时,流体中固体颗粒随流体一起运动。考虑到一些不稳定因素的影响,为确保管道不被阻塞,一般取混合流体的流速 u_m 为沉降速度的 3~5 倍^[78, 79]。

当管道内流体的流速,根据矿石颗粒的沉降速度确定后,可以根据(2.4-8)式确定管道的内径 D_i 。

输送系统在工作过程中有可能出现水平状态,流体的速度必须大于某一临界速度,矿石颗粒才不会沉淀而阻塞管道。影响临界流速的因素很多,各国的研究者从不同的观点出发,提出了大量的计算公式和方法,但还没有完全适合于各种矿石性质、浓度、粒度等的计算公式。对颗粒较粗的矿石,如下临界流速计算公式比较合适^[80, 81]。

$$u_k = 8.33 \sqrt{D_i} \sqrt{\frac{\rho_m - \rho_l}{\rho_s - \rho_l} \sum_i (\psi_i f_i)} \quad (2.4-12)$$

式中: f_i : 一定尺寸的固体颗粒所占的比例,当为均匀颗粒时, $f_i = 1$

ψ_i : 与固体颗粒大小有关的系数,其关系如下表:

表 2-1 固体颗粒大小与 ψ_i 的关系

D_s, mm	< 0.1	< 0.25	< 0.5	< 1.0	1~2	2~5	5~10	> 10
ψ_i	0.02	0.20	0.40	0.80	1.2	1.5	1.9	2.0

当输送系统的流体流速 u_m 确定后,必须采用(2.4-12)公式进行校核,即 u_m 应大于 u_k ,保证输送系统正常工作。

2.4.3 水泵的参数分析

水泵是输送系统的关键设备,需要设计合适的水泵,确保系统正常工作。水泵的主要参数有扬程 H 、流量 Q_L 和功率 N 。水泵的流量应等于系统输送的混合流体流量, $Q_L = Q_m$;由(2.3-8)公式计算水泵的扬程 H ,从公式分析可知,根据系统的参数可以求得前四项压力,但第五项压力损失项 ΔP_m 需要进一步分析才能确定。当水泵的流量和扬程确定后,可以计算水泵的功率 N 。因此输送系统的压力损失 ΔP_m 是确定水泵扬程 H 和功率 N 的关键数据。

对管道内两相流的摩擦阻力损失,一直是国内外学者研究的课题。近年来已获得了特定条件的预测摩阻损失的经验公式,其中有些以压降表示,有些以摩阻系数表示,有些则以水力坡度表示。由于矿石颗粒在 30mm 左右,只能采用 Englemann 理论来预测输送系统的水力损失^[33, 81]。

当管道内矿石颗粒与海水均匀混合,管内流体由于摩擦引起的压力损失可由下式求得:

$$dP_m = [(1 - C_v)\rho_l\lambda_l \frac{u_l^2}{2D_i} + C_v\rho_s\lambda_s \frac{u_s^2}{2D_i}]ds \quad (2.4-13)$$

式中: λ_l 、 λ_s : 分别为海水与管道的阻力系数和矿石颗粒与管道的阻力系数;

ds : 管道的微分长度;

dP_m : 流体流动引起的压力损失的微分值。

根据上式,从 $s = 0$ 到 $s(z)$, 输送管道内流体的压力损失为:

$$\Delta P_m[s(z)] = \int_0^{s(z)} [(1 - C_v)\rho_l\lambda_l \frac{u_l^2}{2D_i} + C_v\rho_s\lambda_s \frac{u_s^2}{2D_i}]ds \quad (2.4-14)$$

从上式可得,从采矿车到采矿船之间的输送管道内流体的压力损失为:

$$\Delta P_m(L) = L[(1 - C_v)\rho_l\lambda_l \frac{u_l^2}{2D_i} + C_v\rho_s\lambda_s \frac{u_s^2}{2D_i}] \quad (2.4-15)$$

由于管道内海水和矿石颗粒与管道的摩擦阻力系数未知,计算压力损失很困难,Englemann 研究得到如下经验公式:

$$\frac{\lambda_s}{\lambda_l} = 48.9 \left(\frac{d_s}{D_i}\right)^{2.1} \left(\frac{u_l}{g \cdot D_i}\right)^{-1.6} \left(\frac{m'_s}{m'_l}\right)^{0.7} \left(\frac{\rho_s}{\rho_l}\right)^{2.0} \quad (2.4-16)$$

式中: m'_s : 管内矿石颗粒的重量流速, $m'_s = Q_s \rho_s$;

m'_l : 管内海水的重量流速, $m'_l = Q_l \rho_l$ 。

当假设海水的密度和雷诺数 R_{ei} 数与淡水相同,则海水与管道内壁的阻力系数可由尼古拉兹公式计算,即:

$$\lambda_l = \frac{1}{[1.74 + 2 \lg(D_i/2\Delta)]^2} \quad (2.4-17)$$

式中: Δ : 为管道内壁的粗糙度。

根据(2.4-17)式可以求得管内海水与管壁的阻力系数 λ_l , 代入(2.4-16)式求得矿石颗粒与管壁的阻力系数 λ_s 。假设管内流体中矿石颗粒与海水的流速相等,即 $u_l = u_s = u_m$ 。将 λ_l 和 λ_s 代入式(2.4-15)求得管道的压力损失 ΔP_m 。当 ΔP_m 已知,可根据(2.3-7)求得水泵的扬程 H ;

根据水泵的扬程 H 和系统流量 Q_m ，可以求得水泵的有效功率和轴功率。

水泵的有效功率 N_e 和轴功率 N 分别为：

$$N_e = \frac{HQ\rho_w g}{1000} \quad (\text{kw}) \quad (2.4-18)$$

$$N = \frac{HQ\rho_w g}{1000\mu} \quad (\text{kw}) \quad (2.4-19)$$

式中： N ：水泵的轴功率，即电机所需要的功率 (kw)；

μ ：水泵的效率， $\mu = 0.8 - 0.85$ ；

Q ：水泵的流量，水泵的流量应等于输送系统混合流体的流量， $Q = Q_m$ ；

H ：水泵的扬程，根据输送系统要求，采用公式(2.3-7)计算求得。

2.4.4 输送系统参数计算分析

钴结壳采矿中试系统的主要参数为：采矿系统的干钴结壳生产能力为 $W_g = 30 \text{ t/h}$ ，根据钴结壳中含水量，可以计算出系统湿钴结壳的生产能力为 $W_s = 45 \text{ t/h}$ ；系统的作业水深 $h = 1000 \text{ m}$ 。流体中矿石体积浓度为 $C_v = 7-12\%$ ；矿石的密度为 $\rho_s = 2040 \text{ kg/m}^3$ ；进入输送系统的矿石的颗粒平均粒径为 $d_s = 30 \text{ mm}$ 。

设计输送系统时，矿石的输送浓度对输送系统的效率有很大的影响，因此需要选择合适的矿石的体积浓度 C_v 输送。下面将根据 7%、12%、10%、10% 四种不同体积浓度，分别设计分析四种输送系统。

流体的流速 u_m 根据矿石颗粒的沉降速度 u_t 来估算。根据估算得到流体流速 u_m 和系统的输送流量 Q_m ，估算管道的直径 D_i ，在确定管道直径 D_i 后，再确定流体的流速 u_m ，并计算临界流速 u_k ，以检验流体的流速 u_m 。

根据输送系统的参数要求和管道内两相流理论，设计分析了两个 1000m 的钴结壳采矿中试系统和两个 5000 m 的深海采矿系统，输送系统工艺参数如下表 2.4-2。

根据水力损失的计算公式(2.4-13)可知，管道流体的水力损失与阻力系数 λ_l 、 λ_s 和流体流速的平方成正比关系，而阻力系数 λ_l 和 λ_s 与管道内壁的粗糙度有关，流体流速由流体流量与管道直径确定。从采用不同的管壁粗糙度和流体流速的计算结果分析可知，管道内壁的粗糙度和流体流速对流体的水力损失有很大影响。为减少水损失，应选择内壁光滑的输送管道，尽量减少流体流速。

表 2.4-2 四种输送系统参数分析

参数名称	单位	参数 符号	系统 1	系统 2	系统 3	系统 4
干矿石产量	t/h	w_g	30	30	30	30
湿矿石产量	t/h	w_s	45	45	45	45
矿石密度	Kg/m^3	ρ_s	2040	2040	2040	2040
海水密度	Kg/m^3	ρ_l	1025	1025	1025	1025
流体密度	Kg/m^3	ρ_m	1095.25	1146.8	1126.5	1126.5
体积浓度		C_v	0.07	0.12	0.10	0.10
平均粒径	mm	d_s	30	30	30	30
矿石流量	m^3/s	Q_s	0.006123	0.006123	0.006123	0.006123
海水流量	m^3/s	Q_l	0.081348	0.044902	0.055107	0.055107
流体流量	m^3/s	Q_m	0.087471	0.051025	0.06123	0.06123
沉降速度	m/s	u_t	0.6167	0.6167	0.6167	0.6167
流体流速	m/s	u_m	2.526	2.538	2.160	2.700
临界速度	m/s	U_k	2.11	2.39	2.135	2.267
管道内径	m	D_i	0.2100	0.1600	0.1900	0.1700
截面积	m^2	A_i	0.03460	0.02010	0.02835	0.022697
采矿水深	m	H	1000	1000	5000	5000
管道长度	m	L	1200	1200	6000	6000
粗糙度	mm	Δ	0.1	0.01	0.01	0.1
水阻系数		λ_l	0.01651	0.01097	0.01064	0.01732
矿阻系数		λ_s	0.01025	0.01174	0.01172	0.01410
单位压损	$\text{N/m}^2 \cdot \text{m}$		261.47	257.03	249.86	404.25
压力损失	N/m^2	ΔP_m	313764	308436	1499160	2425500
水力损失	m		32.02	31.47	152.97	247.5
系统势能	m		70.25	121.8	507.5	507.5
系统动能	m		0.3565	0.3769	0.2682	0.4190
水泵扬程	m	H	102.61	153.65	660.7	755.4
有效功率	Kw	N_e	87.96	76.83	396.47	453.2
水泵轴功率	Kw	N	110	96	500	560

从水泵的扬程的计算公式(2.3-7)可知,水泵的扬程由五个部分组成。当管道在海平面的出口压力为零,混合流体和海水的势能合并为系统势能时,水泵扬程则由系统势能、系统水力损失和系统动能三部分组成。从表中的计算结果分析可知,系统的势能所占的比例最大,系统势能由系统的作业水深决定。系统的水力损失也占很大的比例,并且随着流体速度的增加而增加。系统的动能所占比例很小,因此采用均质流的伯努利方程对输送系统进行分析,计算误差很小,分析方法合理。

从四种输送系统的参数比较分析可知,输送系统 3 和系统 2 较为合理,由于系统各参数相互影响,需要根据单位重量矿石输送所需能量最小来优化输送系统参数。

从水泵扬程的计算结果分析可知,作业水深为 1000m 时,水泵扬程 H 分别为 102.61m 和 153.65m,功率 N 分别为 110 (KW) 和 96 (KW); 作业水深为 5000m 时,水泵扬程 H 分别为 660.7m 和 755.4m,功率 N 分别为 500 (KW) 和 560 (KW)。设计和制造满足上述要求的水泵,在技术上十分成熟,不存在困难。

从上述分析可知,采用水泵与储料罐组合输送的水力输送设备,能将矿石直接从海底输送到海面,由该水力输送系统组成的软管采矿系统是十分可行的。

本章小结

本章针对软管输送系统要求输送设备长期安全可靠工作、高扬程的特点,突破采用砂浆泵等对矿石混合流体直接输送的局限,利用高速多级高压水泵高扬程的优点,采用高压水泵与储料罐组合输送的方法,在理论上获得一种新的适合于深海采矿软管系统的输送设备。据此,对由该种输送设备组成的矿石输送系统进行理论研究。

首先,根据水泵理论、管道输送原理、两相流理论和储料罐输送特点,建立由储料罐与高压水泵组合而成的矿石输送设备的输送理论。其次,针对 1000m 中试输送系统和能将矿石从 5000m 的海底直接输送到海面的输送系统进行参数分析,探寻输送浓度、输送速度、扬程、流量等输送设备的最优工作参数,得出如下结论:

1. 软管深海采矿系统相对于硬管深海采矿系统更具应用前景,提议 1000m 钴结壳中试系统采用软管输送系统;
2. 由储料罐与高压水泵组合的水力输送设备,能将矿石颗粒从 5000m 海底直接输送到海面,并且具有工作可靠、使用寿命长的特点,是一种十分理想的深海采矿矿石输送设备。

第三章 输送系统的运动和载荷分析

深海采矿系统工作时, 输送管道随海面采矿船与海底的自治采矿车一起联动, 输送系统的运动十分复杂; 同时, 输送系统受到重力、浮力、海水阻力、海水压力、海浪、海流和管内流体运动的作用力等复杂载荷的耦合作用, 输送系统的运动和外部载荷十分复杂。在对输送系统进行力学分析之前, 必须对输送系统进行运动和外载荷分析。

3.1 采矿系统方案及系统力学模型

3.1.1 采矿系统总体方案及参数确定

根据第二章的输送系统的研究结果, 采用储料罐与多级水泵组合作为深海采矿的输送设备, 采用橡胶管作为输送管道。因此, 采用图 2-8 所示的方案作为深海钻结壳采矿系统方案。对于 1000m 钻结壳采矿中试系统, 采用单台海底采矿车作业, 则采用图 2-5 所示的方案。根据 5000m 深海采矿和 1000m 钻结壳中试采矿系统的要求以及第二章的研究结果, 采矿系统的主要参数确定如下:

作业水深: $h = 1000\text{m}$ (中试), 5000m ;

生产能力: 干钻结壳量为 $W_k = 30\text{t/h}$, 湿钻结壳量 $W_s = 43\sim 45\text{t/h}$;

混合流体中矿石体积浓度: $C_v = 7\sim 12\%$;

混合流体密度: $\rho_m = 1125\text{ kg/m}^3$;

混合流体流速: $u_m = 2.5\text{m/s}$

海况: 采矿作业的最大风力为 6 级, 风速 16m/s , 浪高 $h_w = 4\text{m}$, 波浪周期 $T_w = 10\text{s}$; 正

常工作风力为 4 级时, 风速 8m/s , 浪高 $h_w = 2.5\text{m}$, 波浪周期 $T_w = 10\text{s}$;

海流速度: 海面最大速度 $v_{cl} = 1.7\text{m/s}$, 海面平均 $v_{cl} = 0.33\text{m/s}$, 海底 $v_{sh} = 0.01\sim 0.1\text{m/s}$;

海水温度: 海面 $25\sim 30^\circ\text{C}$, 海底 $1.14\sim 1.41^\circ\text{C}$;

海水密度: 海面 1022 kg/m^3 , 1000m 水深处 1032 kg/m^3 , 按 $\rho_l = 1025\text{ kg/m}^3$ 计算;

钻结壳矿石密度: $\rho_s = 2040\text{ kg/m}^3$;

矿石平均粒径: $d_s = 30\text{ mm}$;

输矿管道内径: $D_i = 200\text{ mm}$;

输矿管道外径: $D_o = 260\text{ mm}$;

管道壁密度: $\rho_g = 1700 \text{ kg/m}^3$;

管道长度: $L = 1200 \text{ m}$ (中试), 6000 m ;

管道抗拉弹性模量: $E_t = 1 \times 10^8 \sim 1 \times 10^9$

管道抗弯弹性模量: $E_f = 1 \times 10^{10} \sim 1 \times 10^{11}$

采矿船重: 6000 T

采矿车重: 9 T (水中), 18 T (空气中);

采矿车行驶速度: $v_c = 0.5 \sim 1 \text{ m/s}$

3.1.2 采矿系统的力学模型建立

图 2-5 所示的深海采矿系统可简化成如图 3-1 所示的模型。

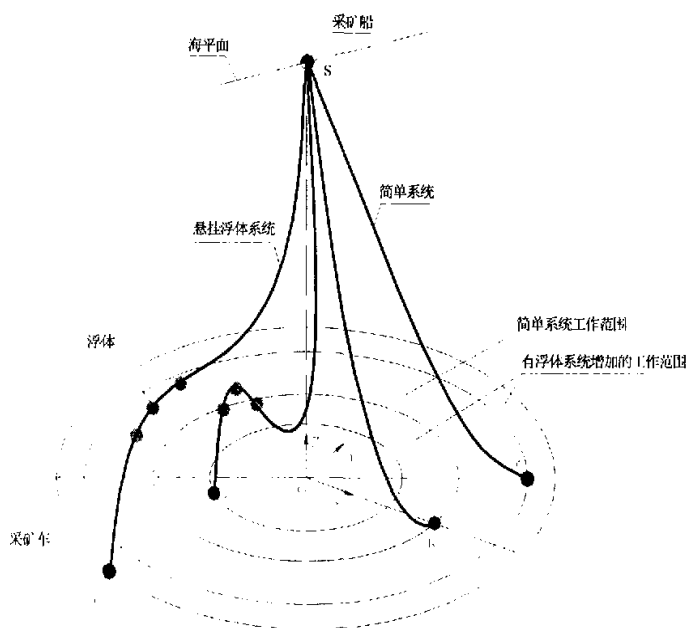


图 3-1 深海采矿系统简化原理图

如图 3-1 所示，海面采矿船简化成软管上端端点上的一个质点 S，海底采矿车简化成软管下端端点上的质点 K，输送软管则简化成一根作空间运动的杆。

我国正在研究钴结壳采矿系统。钴结壳分布于海底 1500~3000m 的海山上，采矿车工作于坡度 $\leq 5^\circ$ 的海山平面上，其行走方式和矿物采集的方法与锰结壳采矿车有所不同。软管采矿系统的输送泵安装于海底采矿车，适合于开采分布于海山上的钴结壳。

从图 3-1 可知，输送系统分为简单输送系统和下端悬挂浮体的输送系统。当采矿系统工作时，采矿船静止停泊于海面，采矿车牵引软管在海底作采矿运动。

根据采矿系统的工作情况，输送系统的运动如下：

1. 上端端点的运动：采矿船停泊于海面时，输送管道上端在海浪作用下运动；采矿船

行驶时, 输送管道上端在采矿船的牵引下作水平运动。

2. 下端端点的运动: 随采矿车一起运动。

根据采矿系统的工作情况, 作用于输送系统的外载荷如下:

1. 管道内混合流体对管道的作用力。管内混合流体对管道的作用力十分复杂, 它与流体的物理特性、管道参数和输送系统运动有关。
2. 海水作用于管道上的运动阻力。输送系统运动时, 海水对管道的阻力, 主要包括以下三个部分:
 - a) 管道运动时海水对管道的作用力。管道运动时, 管道与水质点之间产生相对速度和加速度, 因此, 海水对管道产生阻力。该阻力与海水的物理特性、管道运动的速度、管道的参数等有关。
 - b) 海流对管道的作用力。海水流动同样对管道外壁产生运动阻力, 该阻力与海水的物理特性、海流速度、管道的参数等有关。
 - c) 海浪运动产生的作用力。由于海浪的存在, 水质点以波的形式在海水中传播, 水质点的速度和加速度对输送管道产生作用力, 该阻力与海水的物理特性、波浪的大小、形态、管道的参数等有关。
3. 系统的重力、浮力。系统的重力与管道的密度有关, 系统的浮力与系统的体积有关。
4. 海水对管道外壁的压力。海水对管道外壁的压力与海水深度和海水密度有关。

从上述分析可知, 系统的运动和作用于系统的外力十分复杂, 需要进行理论分析。

3.2 输送系统的运动分析

3.2.1 输送系统运动模型

采矿系统工作时, 采矿船停泊于海面, 采矿车在海底作采矿运动。输送管道采用具有较强的抗拉强度和较小的抗弯强度, 柔韧性较好的钢丝加强橡胶管道。由于输送管道上端与采矿船连接, 管道下端在海底采矿车的牵引下作空间运动, 当把采矿船和采矿车简化成质点后, 整个采矿系统运动模型简化成如下。

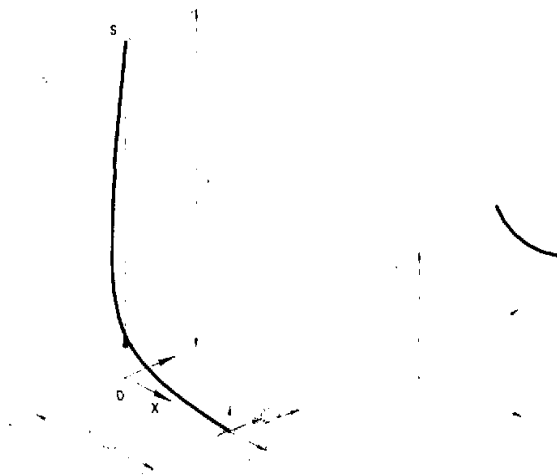


图 3-2, 采矿系统运动原理图

由于钴结壳分布于海底的海山上,海底是不平的,采矿车在海底作采矿运动时,其运动速度为 $\vec{v}_k$,如上图所示。采矿系统工作时采矿船停泊于表面,处于相对静止状态。当洋流和海面上风浪作用于采矿船上,或者采矿船更换采矿场,采矿船的运动速度 $\vec{v}_s$ 。

从上述分析可知,输送管道两端的采矿车和采矿船分别作空间运动,因此输送管道在两端的作用下作复杂的空间运动。

3.2.2 输送系统运动的单元体分析

分析管道的运动时,取管道中任意管道单元 m 进行分析。管单元的长度为 L_m ,管单元两端的结点分别为 i, j ,两端的位置向量分别为 $\vec{S}_{mi}$ 和 $\vec{S}_{mj}$,管单元的空间位置由管单元两个结点位置确定。管单元的空间位置用向量 $\vec{S}_m$ 表示,其数学表达式如下:

$$\vec{S}_m = \begin{bmatrix} \vec{S}_{mi} \\ \vec{S}_{mj} \end{bmatrix} \quad (3.2-1)$$

式中: $\vec{S}_m$: 输送管道中任意管单元 m 的空间位置向量。

$\vec{S}_{mi}$, $\vec{S}_{mj}$: 分别为管单元 m 结点 i, j 的空间位置向量。

而管单元 m 两端结点 i 和 j 的空间位置向量可由两端的坐标值表示:

$$\vec{S}_{mi} = [X_{mi} \quad Y_{mi} \quad Z_{mi}]^T \quad (3.2-2)$$

$$\vec{S}_{mj} = [X_{mj} \quad Y_{mj} \quad Z_{mj}]^T \quad (3.2-3)$$

式中: X_{mi} , X_{mj} : 管单元 m 两端的结点 i, j 在整体坐标中的 X 坐标值。

Y_{mi} , Y_{mj} : 管单元 m 两端的结点 i, j 在整体坐标中的 Y 坐标值。

Z_{mi} , Z_{mj} : 管单元 m 两端的结点 i, j 在整体坐标中的 Z 坐标值。

对式(3.2-2)和(3.2-3)求导,可得到管单元 m 两端结点 i 和 j 的运动速度向量如下:

$$\begin{bmatrix} \vec{S}'_{mi} \\ \vec{S}'_{mj} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X'_{mi} & Y'_{mi} & Z'_{mi} \\ X'_{mj} & Y'_{mj} & Z'_{mj} \end{bmatrix} \quad (3.2-4)$$

式中: X'_{mi} , X'_{mj} : 管单元 m 两端的结点 i, j 在整体坐标中的 X 坐标方向的运动速度。

Y'_{mi} , Y'_{mj} : 管单元 m 两端的结点 i, j 在整体坐标中的 Y 坐标方向的运动速度。

Z'_{mi} , Z'_{mj} : 管单元 m 两端的结点 i, j 在整体坐标中的 Z 坐标方向的运动速度。

同理,对式(3.2-4)求导,可得到管单元 m 两端结点 i 和 j 的空间运动加速度向量如下:

$$\begin{aligned}\vec{S}_{mi}'' &= \begin{bmatrix} X_{mi}'' & Y_{mi}'' & Z_{mi}'' \end{bmatrix} \\ \vec{S}_{mj}'' &= \begin{bmatrix} X_{mj}'' & Y_{mj}'' & Z_{mj}'' \end{bmatrix}\end{aligned}\quad (3.2-5)$$

式中: X_{mi}'' , X_{mj}'' : 管单元 m 两端的结点 i j 在整体坐标中的 X 坐标方向的加速度。

Y_{mi}'' , Y_{mj}'' : 管单元 m 两端的结点 i j 在整体坐标中的 Y 坐标方向的加速度。

Z_{mi}'' , Z_{mj}'' : 管单元 m 两端的结点 i j 在整体坐标中的 Z 坐标方向的加速度。

当管单元 m 近似简化为直管单元时, 其长度可近似地由管单元的两端的结点 i j 的坐标表示:

$$L_m = \sqrt{(X_{mj} - X_{mi})^2 + (Y_{mj} - Y_{mi})^2 + (Z_{mj} - Z_{mi})^2} \quad (3.2-6)$$

管单元 m 运动时的角速度和角加速度可由管单元 m 在坐标中的角速度和角加速度分量表示:

$$\vec{\Omega}_m = [\Omega_x \quad \Omega_y \quad \Omega_z]^T \quad (3.2-7)$$

$$\vec{\Omega}'_m = [\Omega'_x \quad \Omega'_y \quad \Omega'_z]^T \quad (3.2-8)$$

式中: Ω_x , Ω_y , Ω_z : 管单元 m 空间运动时的角速度在坐标轴上的分量。

Ω'_x , Ω'_y , Ω'_z : 管单元 m 空间运动时的角加速度在坐标轴上的分量。

管单元 m 的方向可以由管单元的长度方向(切线方向)表示:

$$\vec{S}_m^* = \frac{1}{L_m} \begin{bmatrix} (X_{mj} - X_{mi}) \\ (Y_{mj} - Y_{mi}) \\ (Z_{mj} - Z_{mi}) \end{bmatrix} \quad \text{或者} \quad \vec{S}_m^* = \begin{bmatrix} \Delta X_m^* \\ \Delta Y_m^* \\ \Delta Z_m^* \end{bmatrix} \quad (3.2-9)$$

式中: ΔX_m^* : 管单元 m 在坐标 X 方向的微分, $\Delta X_m^* = \frac{1}{L_m} (X_{mj} - X_{mi}) = \frac{1}{L_m} \Delta X_m$ 。

同理可得管单元 m 在 Y 、 Z 方向的微分。

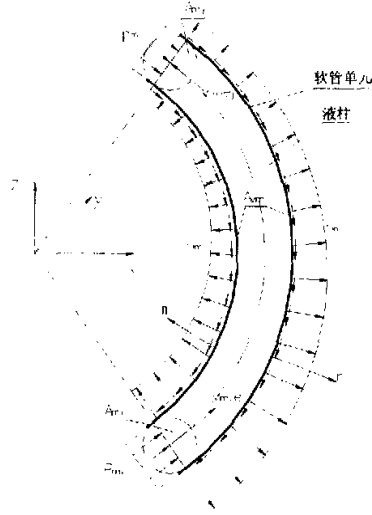
$\vec{S}_m^*$: 管单元 m 的方向向量。

输送管道中液体的运动与管道的运动相互作用, 必须对管道内液体运动以及液体管道的作用力进行分析。

3.3 管道内流体的运动分析和流体对管道的作用力分析

管道中流体由海水和矿物颗粒组成, 管内流体的流动是一种两相流。假设矿物颗粒均匀地和海水混合在一起, 管内的流体运动可简化为单相流动问题来分析。管道在采矿车的牵引下作空间运动, 而液体在管内作相对运动, 要分析管中液体对管的作用力, 必须首先对管内流体进行运动分析和受力分析, 其分析如图 3-3 所示。

3.3.1 管单元内流体的运动及作用力分析

图 3-3，管单元 m 内流体对管壁的作用力分析

图中： $\vec{e}_i$ ， $\vec{e}_j$ ：管单元内流体流出和流进的方向向量。

V_m ：管单元内液体的体积。

A_{r_m} ：管单元与液柱接触的面积。

A_{mi} ， A_{mj} ：管单元液体流进和流出的截面积。

P_m ：管内液体的压力。

$\vec{n}$ ：液体表面的法向向量。

$\vec{\sigma}_{lm}$ ：液柱表面剪切力。

P_{mi} ， P_{mj} ：管单元两结点截面的液体压力。

在管单元 m 上建立一个相对坐标系，微小液体在 m 管单元中运动时，用如下参数来描述：

$\vec{u}$ ， $\vec{u}'$ ：分别为管单元 m 上相对坐标原点在整体坐标系中的运动速度和加速度。

$\vec{\Omega}_m$ ， $\vec{\Omega}'_m$ ：分别为管单元 m 上相对坐标在整体坐标系中的角速度和角加速度。

$\vec{S}_r$ ， $\vec{v}_r$ ， $\vec{v}'_r$ ：分别为管单元 m 中某一微小液体的相对位置向量、相对速度和相对加速度。

$\vec{v}_a$ ， $\vec{a}_a$ ：分别为管单元 m 中某一微小液体的绝对速度和绝对加速度。

管单元 m 中某一微小液体的绝对速度可由下式描述:

$$\vec{v}_a = \vec{v}_r + \vec{\Omega}_m \times \vec{S}_r + \vec{u} \quad (3.3-1)$$

对上式求导可得管单元 m 中某微小液体的绝对加速度为:

$$\vec{a}_a = \vec{v}'_r + 2\vec{\Omega}_m \times \vec{v}_r + \vec{\Omega}_m \times (\vec{\Omega}_m \times \vec{S}_r) + \vec{\Omega}'_m \times \vec{S}_r + \vec{u}' \quad (3.3-2)$$

分析上式可知, 管单元 m 中的微小液体的绝对加速度由三部分组成:

$\vec{u}'$: 管单元 m 相对坐标系在整体坐标系中的加速度。

$2\vec{\Omega}_m \times \vec{v}_r$: 管单元 m 中液体运动时所产生的科氏加速度。

$\vec{\Omega}_m \times (\vec{\Omega}_m \times \vec{S}_r) + \vec{\Omega}'_m \times \vec{S}_r + \vec{v}'_r$: 液体在管单元中运动的导通加速度。

根据牛顿二定理, 管单元 m 中微小流体上的作用力为:

$$d\vec{F} = dm * \vec{a}_a \quad (3.3-3)$$

而整个管单元 m 内液体所受外力如图 3-3 所示, 设液体所受的总和为 $\vec{F}$, 考虑液体所受重力, 以及管单元 m 随同相对坐标以加速度 $\vec{v}'_r$ 运动。根据牛顿第二定理得出管单元 m 内液体受力平衡的表达式为:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \iiint_{V_m} \vec{v}_r \rho_m dV_m = \vec{F} - \\ \iiint_{V_m} \rho_m [2\vec{\Omega}_m \times \vec{v}_r + \vec{\Omega}_m \times (\vec{\Omega}_m \times \vec{S}_r) + \vec{\Omega}'_m \times \vec{S}_r + \vec{v}'_r] dV_m - \iiint_{V_m} \rho_m \vec{g} dV_m \end{aligned} \quad (3.3-4)$$

式(3.3-4)左边是管单元内液体冲量的变化量, 右边为作用于管单元 m 内液体表面所有外力之和。右边第二项积分项是管单元 m 内液体运动时产生的惯性力, 右边第三项为管单元 m 内液体的重力。

管单元 m 内液体冲量的变化量可由下式表示:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \iiint_{V_m} \vec{v}_r \rho_m dV_m = \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{V_m} \vec{v}_r \rho_m dV_m - \\ \iint_{A_{mi}} \rho_m \vec{v}_r (\vec{v}_r \cdot \vec{e}_i) dA_{mi} + \iint_{A_{mj}} \rho_m \vec{v}_r (\vec{v}_r \cdot \vec{e}_j) dA_{mj} \end{aligned} \quad (3.3-5)$$

根据图 3-3, 可以得出作用于管单元 m 内液体的所有外力之和 $\vec{F}$ 为:

$$\vec{F} = \iint_{A_{vm}} (P_n \vec{n} + \vec{\sigma}_{im}) dA_{mi} + \iint_{A_{mi}} P_{mi} \vec{e}_i dA_{mi} - \iint_{A_{mj}} P_{mj} \vec{e}_j dA_{mj} \quad (3.3-6)$$

式(3.3-4)中右边第二项积分项中的惯性加速度用表示 $\vec{a}$, 即:

$$\vec{a} = 2\vec{\Omega}_m \times \vec{v}_r + \vec{\Omega}_m \times (\vec{\Omega}_m \times \vec{S}_r) + \vec{\Omega}'_m \times \vec{S}_r + \vec{v}'_r \quad (3.3-7)$$

将式(3.3-5), (3.3-6), (3.3-7)代入式(3.3-4)得 m 管单元中液体的冲量平衡方程如下:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{V_m} \vec{v}_r \rho_m dV_m - \iint_{A_{mi}} \rho_m \vec{v}_r (\vec{v}_r \cdot \vec{e}_i) dA_{mi} + \iint_{A_{mj}} \rho_m \vec{v}_r (\vec{v}_r \cdot \vec{e}_j) dA_{mj} = \\ \iint_{A_{vm}} (P_n \vec{n}_n + \vec{\sigma}_{im}) dA_{vm} + \iint_{A_{mi}} P_{mi} \vec{e}_i dA_{mi} - \iint_{A_{mj}} P_{mj} \vec{e}_j dA_{mj} - \iiint_{V_m} \rho_m (\vec{a} + \vec{g}) dV_m \end{aligned} \quad (3.3-8)$$

当沿液体流动路线建立一个一维流线坐标系 S 时, 上式可变为:

$$\begin{aligned} \int_{s_i(t)}^{s_j(t)} \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho_m \vec{v}_r A_m \right) ds + \rho_m \vec{v}_{rj} A_{mj} \frac{ds_j}{dt} - \rho_m \vec{v}_{ri} A_{mi} \frac{ds_i}{dt} = \\ \iint_{A_{vm}} (P_n \vec{n}_n + \vec{\sigma}_{im}) dA_{vm} + P_{mi} A_{mi} \vec{e}_i - P_{mj} A_{mj} \vec{e}_j - \rho_F V_m \vec{g} - \rho_m V_m \vec{a} \end{aligned} \quad (3.3-9)$$

式中: S : 流线坐标。

A_m : 沿流线坐标 S 的管道截面面积。

对上式进行如下分析和假设, 可以使其得到简化。

1. 流线坐标 S 对时间求导为管单元内的流体运动速度 v_r 。
2. 流体垂直接流过管单元 m 两端截面 A_{mi} 和 A_{mj} 。
3. 流体在管单元 m 两端时的速度矢量 $\vec{v}_{ri}$ 和 $\vec{v}_{rj}$ 可以由流速和方向矢量 $\vec{e}_i$ 和 $\vec{e}_j$ 表示,
即: $\vec{v}_{ri} = \vec{e}_i v_{ri}$ 和 $\vec{v}_{rj} = \vec{e}_j v_{rj}$ 。
4. 当管内液体流动速度 v_r , 液体的密度 ρ_m 和管道截面积恒定时, 则:

$$\int_{s_i(t)}^{s_j(t)} \frac{\partial}{\partial t} (\rho_m \vec{v}_r A_m) ds = 0 \quad (3.3-10)$$

根据上述假设, 式(3.3-9)左边只剩下管单元 m 两端流入和流出的冲量差值。液体所受外力, 即右边项也可以简化。因此式(3.3-9)简化成如下形式:

$$\begin{aligned} \rho_m v_r^2 A_m (\vec{e}_j - \vec{e}_i) = P_{mi} A_{mi} \vec{e}_i - P_{mj} A_{mj} \vec{e}_j \\ - \rho_m V_m \vec{g} - \rho_m V_m \vec{a} + \iint_{A_{vm}} (P_n \vec{n}_n + \vec{\sigma}_{im}) dA_{vm} \end{aligned} \quad (3.3-11)$$

根据图 3-3 可知, 管单元 m 作用于液体的力 $\vec{F}$ 为:

$$\vec{F}_F = \iint_{A_{vm}} (P_n \vec{n}_n + \vec{\sigma}_{im}) dA_{vm} \quad (3.3-12)$$

$\vec{F}_F$ 的反作用 $\vec{F}_M$ 为液体对管单元的作用力, 则:

$$\vec{F}_M = -\vec{F}_F = -\iint_{A_m} (P_n \vec{n}_n + \sigma_{tn}) dA_{vm} \quad (3.3-13)$$

将式(3.3-13)代入式(3.3-12)可得管单元 m 内液体对管单元的作用力表达式。

$$\vec{F}_M = P_{mi} A_m \vec{e}_i - P_{mj} A_m \vec{e}_j - \rho_m V_m \vec{a} - \rho_m V_m \vec{g} + \rho_m v_r^2 (\vec{e}_i - \vec{e}_j) A_m \quad (3.3-14)$$

式(3.3-14)是计算液体对管道作用力的表达式。现对式中右边项的物理意义进行分析并讨论其计算方法。

1, $\vec{F}_{MP} = P_{mi} A_m \vec{e}_i - P_{mj} A_m \vec{e}_j$: 管单元两端压力之差而产生的对管道的作用力。当采用直线管单元进行分析时, $\vec{F}_{MP}$ 的方向与单元方向相同。式中 P_{mi} 和 P_{mj} 为管单元两端压力, 因为管单元两端的坐标值已知, 可通过伯努力方程求解, 即:

$$P_{mj} = P_{mi} + g\Delta Z + \Delta P_m \quad (3.3-15)$$

式中: ΔZ : 为管单元 m 两端的高度差;

ΔP_m : 流体流过管单元 m 的压力损失。

根据上式, 由于管单元两端压力之差而产生的对管道的作用力 F_{MP} 值为:

$$F_{MP} = \frac{\pi}{4} D_i^2 (\Delta Z g + \Delta P_m) \quad (3.3-16)$$

当采用曲线管单元, 式中 $\vec{e}_i$ 和 $\vec{e}_j$ 为管单元 m 液体流出流进的方向向量, 即两端端面的法向方向, 与管单元的形状有关。管单元的形状与输送管道材料的性能, 输送管道的工作状态, 以及管道所受外力作用有关, 而液体对管道的作用力对管道的形状有很大的影响, 管道形状与管道所受外力相互影响, 计算时需要不断迭代才能够确定管道的形状和液体对管道的作用力。

2, $\vec{F}_{MW} = \rho_m V_m \vec{g}$: 管单元 m 中液体重量产生的对管单元的作用力, 方向与系统坐标相同。式中液体密度 ρ_m 已知, 重力加速度 $\vec{g}$ 已知, m 管单元内的液体体积 V_m 在假设管单元的长度和截面面积不变时为已知。则:

$$F_{MW} = \frac{\pi}{4} D_i^2 L_m \rho_m g \quad (3.3-17)$$

3, $\vec{F}_{MA} = \rho_m V_m \vec{a}$: 是管单元中液体加速运动时的对管单元的作用力。式中 $\vec{a}$ 由(3.3-7)式计算。

4, $\vec{F}_{MV} = \rho_m v_r^2 (\vec{e}_i - \vec{e}_j) A_m$: 管单元 m 两端液体流入流出时的冲量差值而产生的对管单元的作用力。当采用直线管单元分析时, $\vec{e}_i = \vec{e}_j$, $\vec{F}_{MV} = 0$ 。当采用曲线单元, 式中 ρ_m 和 v_r 为已知, 而 $\vec{e}_i$ 和 $\vec{e}_j$ 计算比较困难。

3.3.2 管单元内流体的静力和动力分析

3.3.2.1 管单元内流体的静力分析

当输送系统处于静止或相对静止时,管单元 m 处于静止或匀速平移,流体对管道的作用力计算公式的参数如下:

- 管单元 m 的运动参数: $\vec{u} = 0$, $\vec{\Omega}_m = 0$, $\vec{\Omega}_m' = 0$, $\vec{u} = \text{常数}$;
- 管单元 m 的截面积: $A_m = \frac{\pi}{4} D_i^2$;
- 管单元 m 的体积: $V_m = \frac{\pi}{4} D_i^2 L_m$
- 管单元 m 内流体的运动参数: $\vec{v}'_r = 0$, $\vec{v}_r = \text{常数}$ 。

对输送系统进行静力分析时,管单元 m 可以简化为直线和曲线两种情况。现分别就这两种情况,分析流体对管单元 m 的作用力 $\vec{F}_M$ 。

一、管单元 m 为直线时的作用力 $\vec{F}_M$ 分析

当管单元 m 为直线时:

- 两结点的单位向量为: $\vec{e}_i = \vec{e}_j$;
- 惯性加速度: $\vec{a} = 0$

把上述条件代入式(3.3-14)得:

$$\vec{F}_M = P_{mi} A_m \vec{e}_i - P_{mj} A_m \vec{e}_j - \rho_m V_m \vec{g} \quad (3.3-18)$$

根据伯努利方程得:

$$P_{mi} - P_{mj} = \rho_m g (\Delta Z_m + \Delta h_m) \quad (3.3-19)$$

式中: ΔZ_m : 管单元 m 两结点高度之差, $\Delta Z_m = Z_{mj} - Z_{mi}$;

Δh_m : 管单元 m 内流体的压力损失,可根据第二章的压力损失的计算公式求得。

将式(3.3-19)代入式(3.3-18)得管单元 m 为直线的流体作用力计算公式:

$$\vec{F}_M = \frac{\pi}{4} D_i^2 \rho_m ((Z_{mj} - Z_{mi} + \Delta h_m) g \vec{e} + \vec{g} L_m) \quad (3.3-20)$$

对于平面输送系统,上式可按如下表示:

水平单元:

$$\vec{F}_M = \begin{pmatrix} F_x \\ F_z \end{pmatrix} = \frac{\pi}{4} D_i^2 g \rho_m \begin{pmatrix} \Delta h_m \\ L_m \end{pmatrix} \quad (3.3-21)$$

垂直单元:

$$\vec{F}_M = \begin{pmatrix} F_x \\ F_z \end{pmatrix} = \frac{\pi}{4} D_i^2 \rho_m \begin{pmatrix} 0 \\ \Delta h_m \end{pmatrix} \quad (3.3-22)$$

二、管单元 m 为曲线时的作用力 $\vec{F}_M$ 分析

当管单元 m 为曲线时，只有流体的惯性加速度 $\vec{a} = 0$ 。根据式(3.3-14)，则管内流体的作用力为：

$$\vec{F}_M = P_{mi} A_m \vec{e}_i - P_{mj} A_m \vec{e}_j - \rho_m V_m g + \rho_m v_r^2 (\vec{e}_i - \vec{e}_j) \quad (3.3-23)$$

整理上式得：

$$\vec{F}_M = \frac{\pi}{4} D_i^2 ((P_{mi} + \rho_m v_r^2) \vec{e}_i - (P_{mj} + \rho_m v_r^2) \vec{e}_j - \rho_m L_m g) \quad (3.3-24)$$

根据上式计算管单元 m 内流体的作用力，式中只有单元两结点的法向向量 $\vec{e}_i$ 、 $\vec{e}_j$ 未知。

当管单元 m 处于平面状态，管单元从起始位置 ψ_0 旋转 ψ_1 角度，两结点对于管单元分别旋转 $\Delta\psi_i$ 和 $\Delta\psi_j$ 角度，如图 3-4 所示。

根据图 3-4，管单元 m 两结点的切向与坐标 X 的夹角 α_i 和 α_j 分别为：

$$\left. \begin{aligned} \alpha_i &= \psi_0 + \psi_1 + \Delta\psi_i \\ \alpha_j &= \psi_0 + \psi_1 + \Delta\psi_j \end{aligned} \right\} \quad (3.3-25)$$

式中： ψ_0 ：管单元 m 未变形时与系统坐标 X 轴的角度；

ψ_1 ：管单元 m 受力变形后旋转的角度；

$\Delta\psi_i$ ， $\Delta\psi_j$ ：两结点相对于管单元 m 的旋转角度。

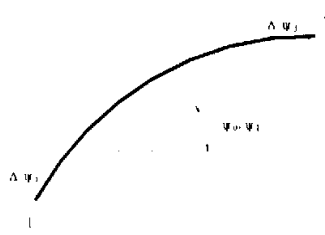


图 3-4 管单元 m 受力变形图

根据管单元 m 两结点的切向与坐标 X 的夹角 α_i 和 α_j ，可得两结点的单位切向向量：

$$\left. \begin{aligned} \vec{e}_i &= \begin{pmatrix} \cos \alpha_i \\ -\sin \alpha_i \end{pmatrix} \\ \vec{e}_j &= \begin{pmatrix} \cos \alpha_j \\ \sin \alpha_j \end{pmatrix} \end{aligned} \right\} \quad (3.3-26)$$

当管单元的两端点法向向量 $\vec{e}_i$ 、 $\vec{e}_j$ 已知, 采用公式(3.3-24)能计算出作用力 $\vec{F}_M$ 。

3.3.2.2 管单元内流体的动力分析

从流体对管单元的作用力 $\vec{F}_M$ 计算公式(3.3-14)可知, 式中只有流体的惯性力 $\vec{F}_{MA}$ 未知。

从惯性加速度 $\vec{a}$ 的表达式(3.3-7)可知, 惯性加速度 $\vec{a}$ 由流体的科氏加速度 $\vec{a}_{mk}$ 、向心加速度 $\vec{a}_{mx}$ 、角加速度产生的加速度 $\vec{a}_{mc}$ 、流体的相对加速度 $\vec{a}_{mj}$ 组成。因此流体的惯性力 $\vec{F}_{MA}$ 由如下四部分组成。

- 科氏加速力: $\vec{F}_{mk} = \rho_m V_m \vec{a}_{mk} = \rho_m V_m 2\vec{\Omega}_m \times \vec{v}_r$ (3.3-27)

- 向心加速力: $\vec{F}_{mx} = \rho_m V_m \vec{a}_m = \rho_m V_m \vec{\Omega}_m \times (\vec{\Omega}_m \times \vec{S}_r)$ (3.3-28)

- 角加速力: $\vec{F}_{mc} = \rho_m V_m \vec{a}_{mc} = \rho_m V_m \vec{\Omega}'_m \times \vec{S}_r$ (3.3-29)

- 流体的相对加速力: $\vec{F}_{mj} = \rho_m V_m \vec{v}'$ (3.3-30)

根据上述四部分惯性力的公式, 分析其求解方法。

一. 科氏力 $\vec{F}_{mk}$ 分析

流体在弯曲的管道内流动而产生科氏加速度 $\vec{a}_k$, 因此, 流体对管道作用科氏加速度力 $\vec{F}_k$ 。对于作空间运动的输送管道, 按直管单元单元体简化, 其运动模型如图 3-5 所示:

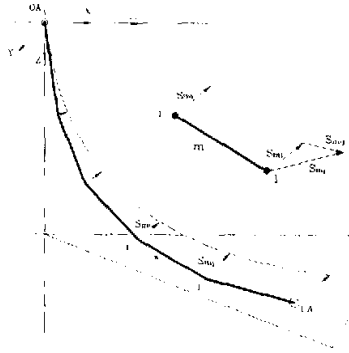


图 3-5 输送管道运动模型

对于管单元 m , 两结点在整体坐标的速度矢量分别为 $\vec{S}'_{mi}$ 和 $\vec{S}'_{mj}$, 两结点的矢量速度之差 $\vec{S}'_{mij}$ 为:

$$\vec{S}'_{mij} = \vec{S}'_{mi} - \vec{S}'_{mj} \quad (3.3-31)$$

则管单元 m 的角速度 Ω_m 值为:

$$\Omega_m = \frac{|\vec{S}_{mij,n}'|}{L_m} = \frac{|T_m^n \cdot \vec{S}_{mij}'|}{L_m} \quad (3.3-32)$$

$$T_m^i = \vec{S}_m^* \vec{S}_m^{*i} = \begin{bmatrix} \Delta X_m^{*2} & \Delta X_m^* \Delta Y_m^* & \Delta X_m^* \Delta Z_m^* \\ \Delta X_m^* \Delta Y_m^* & \Delta Y_m^{*2} & \Delta Y_m^* \Delta Z_m^* \\ \Delta X_m^* \Delta Z_m^* & \Delta Y_m^* \Delta Z_m^* & \Delta Z_m^{*2} \end{bmatrix} \quad (3.3-33)$$

$$T_m^n = I - T_m^i = \begin{bmatrix} 1 - \Delta X_m^{*2} & -\Delta X_m^* \Delta Y_m^* & -\Delta X_m^* \Delta Z_m^* \\ -\Delta X_m^* \Delta Y_m^* & 1 - \Delta Y_m^{*2} & -\Delta Y_m^* \Delta Z_m^* \\ -\Delta X_m^* \Delta Z_m^* & -\Delta Y_m^* \Delta Z_m^* & 1 - \Delta Z_m^{*2} \end{bmatrix} \quad (3.3-34)$$

式中: $\vec{S}_{mij,n}$: 管单元 m 结点 i 相对于结点 j 的速度矢量在垂直于管单元 m 的方向的分量;

Ω_m : 管单元 m 的角速度值;

T_m^i : 为任意向量向管单元 m 的切向投影时的变换矩阵;

T_m^n : 为任意向量向管单元 m 的法向投影时的变换矩阵。

为了分析管单元 m 内流体的流动, 在管单元 m 的结点 j 上建立一个相对坐标系 X' 、 Y' 、 Z' , 如图 3-6 所示。坐标轴 X' 的方向与管单元 m 的方向向量为 $\vec{S}_m^*$ 一致; 坐标轴 Y' 的方向与结点 i 相对于结点 j 的速度矢量为 $\vec{S}_{mij}'$ 一致; 坐标轴 Z' 的方向由管单元 m 的角速度方向向量 $\vec{\Omega}_m^*$ 确定。

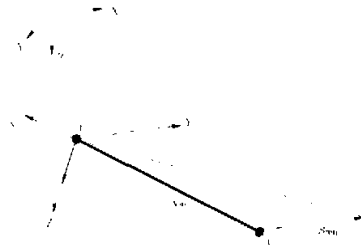


图 3-6 单元 m 角速度矢量分析

从图 3-6 可知, 管单元 m 的角速度方向向量 $\vec{\Omega}_m^*$ 由方向向量为 $\vec{S}_m^*$ 与速度矢量 $\vec{S}_{mij,n}$ 组成平面的法向确定。管单元 m 的角速度方向向量 $\vec{\Omega}_m^*$ 由下式表示:

$$\vec{\Omega}_m^* = \frac{\vec{S}_m^* \times \vec{S}_{mj,n}'}{|\vec{S}_m^* \times \vec{S}_{mj,n}'|} \quad (3.3-35)$$

根据上式和(3.3-32)式,可以得到管单元 m 的角速度矢量 $\vec{\Omega}_m$:

$$\vec{\Omega}_m = \Omega_m \vec{\Omega}_m^* \quad (3.3-36)$$

管单元 m 的角速度矢量就是管单元 m 上的相对坐标在整体坐标中的旋转角速度; 而管单元 m 内流体在相对坐标系中的流动速度为 $\vec{v}_m^c$, 其科氏加速度为:

$$\vec{a}_{mk}^c = 2(\vec{\Omega}_m^c \times \vec{v}_m^c) \quad (3.3-37)$$

式中: $\vec{a}_{mk}^c$: 流体在相对坐标中的科氏加速度;

$\vec{\Omega}_m^c$: 流体在相对坐标中的角速度;

$\vec{v}_m^c$: 流体在相对坐标中的相对速度。

在相对坐标中, 角速度和相对速度可按如下表示:

$$\vec{\Omega}_m^c = (0 \quad 0 \quad -\Omega_m)^T \quad (3.3-38)$$

$$\vec{v}_m^c = (0 \quad v_m \quad 0)^T \quad (3.3-39)$$

流体在相对坐标中的科氏加速度可按下式表示:

$$\vec{a}_{mk}^c = (0 \quad -2\Omega_m v_m \quad 0)^T \quad (3.3-40)$$

流体在相对坐标中对管道的科氏加力为:

$$\vec{F}_{mk}^c = \frac{\pi}{4} \rho_m D_t^2 L_m \begin{pmatrix} 0 \\ -2\Omega_m v_m \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3.3-41)$$

根据图 3-5, 通过坐标转换, 将流体在相对坐标中的科氏加速力转换到整体坐标中, 其式如下:

$$\vec{F}_{mk} = F_{mk}^c \frac{\vec{S}_{mj,n}'}{|\vec{S}_{mj,n}'|} \quad (3.3-42)$$

二. 向心加速度 $\vec{F}_{mx}$ 分析

从向心加速度 $\vec{a}_{mx} = \vec{\Omega}_m \times (\vec{\Omega}_m \times \vec{S}_r)$ 分析可知, 式中角加速度值 Ω_m 由式(3.3-32)求得, 在相对坐标中向心加速度值的计算公式如下:

$$a_{mx} = \Omega_m^2 S_r \quad (3.3-43)$$

从上式分析可知,当 $S_r = 0$ 时,即相对坐标原点处,向心加速度 $a_{mx} = 0$;当 $S_r = L_m$ 时,向心加速度 $a_{mx} = \Omega_m^2 L_m$;向心加速度 a_{mx} 沿单元长度线性变化。根据上式,向心加速力 $\vec{F}_{mx}$ 为:

$$F_{mx} = \int_0^{L_m} \frac{\pi}{4} D_i^2 \rho_m \Omega_m^2 S_r dS_r = \frac{\pi}{8} D_i^2 \rho_m \Omega_m^2 L_m^2 \quad (3.3-44)$$

向心加速力 $\vec{F}_{mx}$ 的方向沿管单元 m 指向相对坐标的原点,与单元方向一致,向心加速力在整体坐标中的表达式为:

$$\vec{F}_{mx} = F_{mx} \vec{S}_m^* = \frac{\pi}{8} D_i^2 \rho_m \Omega_m^2 L_m^2 \vec{S}_m^* \quad (3.3-45)$$

三. 角加速度力 $\vec{F}_{mc}$ 分析

对于加速度 $\vec{a}_{mc} = \vec{\Omega}_m' \times \vec{S}_r$ 中的角加速度 $\vec{\Omega}_m'$,采用与角速度相同的方法求解。根据管单元 m 两端的加速度 $\vec{S}_{mi}''$ 和 $\vec{S}_{mj}''$,则两结点的矢量加速度之差 $\vec{S}_{mj}''$ 为:

$$\vec{S}_{mj}'' = \vec{S}_{mi}'' - \vec{S}_{mj}'' \quad (3.3-46)$$

建立相对坐标,则管单元 m 的角加速度值 Ω_m' 为:

$$\Omega_m' = \frac{|\vec{S}_{mj,n}''|}{L_m} = \frac{|T_m^n \vec{S}_{mj}''|}{L_m} \quad (3.3-47)$$

加速度力 F_{mc} 的值为:

$$F_{mc} = \frac{\pi}{4} D_i^2 \rho_m \Omega_m' S_r \quad (3.3-48)$$

从上式分析,加速度力 F_{mc} 沿单元分布,当 $S_r = 0$ 时,即相对坐标原点处, $F_{mc} = 0$;当 $S_r = L_m$ 时, $F_{mc} = \frac{\pi}{4} D_i^2 \rho_m \Omega_m' L_m$; F_{mc} 的方向与 $\vec{S}_{mj,n}''$ 相同,是线分布载荷。在整体坐标中角加速度力 $\vec{F}_{mc}$ 式为:

$$\vec{F}_{mc} = F_{mc} \frac{\vec{S}_{mj,n}''}{|\vec{S}_{mj,n}''|} \quad (3.3-49)$$

四. 流体的相对加速力 $\vec{F}_{nj}$ 分析

从流体相对加速力 $\vec{F}_{nj}$ 的计算式分析可知,流体的相对运动加速度 $\vec{v}_r'$ 是系统的工作参

数。当输送系统正常工作时, $\vec{v}_r' = 0$, $\vec{F}_{mj} = 0$ 。

3.4 海水对管道的作用力分析

3.4.1 波浪和海流对管道的作用力分析理论

输送系统工作时, 输送管道与海水存在相对速度和加速度, 因此海水对管道产生运动阻力。海水对管道的阻力主要包括管道运动、海流运动和海浪运动产生的对管道的阻力。

输送管道在海水中的运动为圆柱绕流问题。如果把海水当作理想流体, 圆柱在水中的运动阻力为零; 由于海水的粘性效应, 实际上圆柱在海水中的运动阻力不为零。

根据圆柱的尺寸的不同, 圆柱绕流可分为小直径构件和大直径构件。当圆柱直径 D 与海浪的波长 λ_w 之比满足 $D/\lambda_w \leq 0.2$ 时为小直径构件。对于输送管道在海水中的运动, 满足上述条件, 适用于采用 Morison 方程来计算海水对管道的作用力。

Morison 方程是一个半经验和半理论公式。Morison 认为当构件的直径较小时, 波浪场和海流场基本不受圆柱存在的影响而传播。圆柱所受的作用力由两部分组成: 一部分是海流和波浪的速度场所产生的作用力, 另一部分是海流和波浪的加速度产生的作用力。

目前还没有比较严格的波浪动力载荷理论解, 其主要原因是要考虑液体的粘性的影响。对于不定常流的波浪, 在考虑粘性的情况下是一个十分困难的问题。在海洋工程的实际应用中, 通常采用著名的 Morison 方程来计算小构件的波浪载荷。

Morison 于 1950 年在模型实验的基础上, 得到水中圆柱的波浪和海流作用下力计算公式, 以后称该力为 Morison 载荷。根据 Morison 方程, 管单元 m 在波浪和海流作用下的载荷公式如下^[83, 84]:

$$\vec{q}_{mo} = \vec{q}_v + \vec{q}_a \quad (3.4-1)$$

式中: $\vec{q}_{mo}$: 单位长度管道上的 Morison 载荷;

$\vec{q}_v$: 由于海水与管道的相对速度而产生的单位长度作用力;

$\vec{q}_a$: 由于海水与管道的相对加速度而产生的单位长度作用力。

由于海水质点与管道之间的相对速度而产生的作用力 $\vec{q}_v$ 的计算公式如下:

$$\vec{q}_v = \frac{1}{2} C_D \rho_l D_o \vec{v}_{nr} |\vec{v}_{nr}| + \frac{\pi}{2} C_T \rho_l D_o \vec{v}_{tr} |\vec{v}_{tr}| \quad (3.4-2)$$

式中: C_D : 法向阻力系数;

C_T : 切向阻力系数

ρ_l : 海水密度;

D_o : 输送管道外径;

$\vec{v}_{nr}$: 海水质点相对管道的法向速度;

$\vec{v}_{tr}$: 海水质点相对管道的切向速度。

由于海水质点与管道之间的相对加速度而产生的作用力 $\vec{q}_a$ 的计算公式如下:

$$\vec{q}_a = \frac{\pi}{4} C_M \rho_l D_O^2 \vec{v}_{nr}' \quad (3.4-3)$$

式中: C_M : 惯性阻力系数, $C_M = 1 + C_m$, C_m 为随管道运动的海水质量系数;

$\vec{v}_{nr}'$: 海水质点相对管道的法向加速度。

将式(3.4-2)和(3.4-3)代入式(3.4-1)得 Morison 载荷的计算公式:

$$\vec{q}_{m0} = \frac{1}{2} C_D \rho_l D_O \vec{v}_{nr} |\vec{v}_{nr}| + \frac{\pi}{2} C_T \rho_l D_O \vec{v}_{tr} |\vec{v}_{tr}| + \frac{\pi}{4} C_M \rho_l D_O^2 \vec{v}_{nr}' \quad (3.4-4)$$

采用有限元对输送管道分析, 对于线分布载荷, 只需要知道结点的载荷值。对于输送管道的单元 m 结点的 Morison 载荷, 根据上式可得:

$$\left. \begin{aligned} \vec{q}_{m0i} &= \frac{1}{2} C_D \rho_l D_O \vec{v}_{nri} |\vec{v}_{nri}| + \frac{\pi}{2} C_T \rho_l D_O \vec{v}_{tri} |\vec{v}_{tri}| + \frac{\pi}{4} C_M \rho_l D_O^2 \vec{v}_{nri}' \\ \vec{q}_{m0j} &= \frac{1}{2} C_D \rho_l D_O \vec{v}_{nrj} |\vec{v}_{nrj}| + \frac{\pi}{2} C_T \rho_l D_O \vec{v}_{trj} |\vec{v}_{trj}| + \frac{\pi}{4} C_M \rho_l D_O^2 \vec{v}_{nrj}' \end{aligned} \right\} \quad (3.4-5)$$

式中: $\vec{q}_{m0i}$, $\vec{q}_{m0j}$: 单元结点 i 、 j 的 Morison 载荷;

$\vec{v}_{nri}$, $\vec{v}_{nrj}$: 单元结点 i 、 j 上海水质点相对管道的法向速度;

$\vec{v}_{tri}$, $\vec{v}_{trj}$: 单元结点 i 、 j 上海水质点相对管道的切向速度;

$\vec{v}_{nri}'$, $\vec{v}_{nrj}'$: 单元结点 i 、 j 的海水质点相对管道的法向加速度;

分析式(3.4-5)可知, 计算单元结点 i 、 j 的 Morison 载荷, 需要确定海水与管单元两结点的相对法向速度 $\vec{v}_{nri}$ 和 $\vec{v}_{nrj}$, 相对切向速度 $\vec{v}_{tri}$ 和 $\vec{v}_{trj}$, 相对法向加速度 $\vec{v}_{nri}'$ 和 $\vec{v}_{nrj}'$, 阻力系数

C_D 、 C_T 、 C_M 。

3.4.2 海水与管道的相对速度和加速度分析

输送管道在海水中运动, 海水相对于管道的相对速度 $\vec{v}_r$ 由三部分速度组成:

$$\vec{v}_r = \vec{S}_m' + \vec{v}_w + \vec{v}_s \quad (3.4-6)$$

式中: $\vec{v}_r$: 海水相对于管道的运动速度;

$\vec{S}_m'$: 管道的运动速度;

$\vec{v}_w$: 海浪作用下的海水质点运动速度;

$\vec{v}_s$: 海流速度, 海水一般作匀速水平运动。

对式(3.4-6)微分后, 得到海水与管道的相对加速度为:

$$\vec{v}'_r = \vec{S}''_m + \vec{v}'_w \quad (3.4-7)$$

式中: $\vec{v}'_r$: 海水相对于管道的加速度;

$\vec{S}''_m$: 管道的运动加速度;

$\vec{v}'_w$: 海浪作用下的海水加速度。

从式(3.4-6)和(3.4-7)分析可知, 要计算海水相对于管道的速度 $\vec{v}_r$ 和加速度 $\vec{v}'_r$, 必须分析输送管道运动、海流运动 and 海浪的运动。而输送管道的运动已作了分析, 因此, 只需对海流和海浪的运动进行分析。

3.4.2.1 海流的运动

不同海域的海流运动规律不同, 但海流方向一般平行于海面, 并且在同一海深的流动速度相同。海流的研究文献和理论很多, 对于海流的流速沿海深 (Z 轴方向) 一般采用下列方程进行描述^[17-20]:

$$v_s(z) = v_{s1} e^{\lambda z} \quad (3.4-8)$$

式中: $v_s(z)$: 海流沿 Z 方向的速度值, 当 $z = h$ 时, 海底流速 $v_s(h) = 0.1 \text{ m/s}$;

v_{s1} : 海流在海洋表面的速度, 海流最大速度 $v_{s1} = 1.7 \text{ m/s}$;

λ : 速度下降系数, 根据海面的海流速度 v_{s1} 和海底的海流速度, 可求得 λ 值。

由于海流的速度平行于海平面, 当海流的方向在整体坐标中与 X 轴的夹角为 θ_s , 海流在整体坐标中的矢量形式为:

$$\vec{v}_s = (v_{s1} e^{\lambda z} \cos \theta_s \quad v_{s1} e^{\lambda z} \sin \theta_s \quad 0)^T \quad (3.4-9)$$

3.4.2.2 海浪的运动

不同海域的海浪运动规律不同, 目前还没有适合任何水深、波高和周期的统一波浪理论, 各种波浪理论只在一定条件下才与实际相符。

对于钴结壳采矿区, 波浪是在风的作用下产生的, 维持波浪运动的作用力是海水的重力, 是重力波; 采矿区的水很深, 波浪高度与水深之比很小, 是微幅波。微幅重力波的边界条件中的非线性项可以忽略, 从而使其线性化, 因此可以采用线性波浪理论分析。规则行进波的特征参数如下:

$$\text{波面函数: } \eta = \frac{h_w}{2} \cos(k_w x - \omega t) \quad (3.4-10)$$

$$\text{波长: } \lambda_w = \frac{T_w^2 g}{2\pi} \quad (3.4-11)$$

$$\text{波数: } k_w = \frac{2\pi}{\lambda_w} \quad (3.4-12)$$

$$\text{波频率: } \omega = \frac{2\pi}{T_w} \quad (3.4-13)$$

式中: h_w : 水波高;

T_w : 水波的振动周期。

根据水波的速度方程和边界条件, 可以推导出线性行进波的速度势为:

$$\phi = \frac{\pi h_w}{k_w T_w} \frac{ch[k_w(z+h)]}{sh(k_w h)} \sin(k_w x - \omega t) \quad (3.4-14)$$

由上式求得水波中水质点的水平速度 v_{wx} 和垂直速度 v_{wz} 为:

$$v_{wx} = \frac{\partial \phi}{\partial x} = \frac{\pi h_w}{T_w} \frac{ch[k_w(z+h)]}{sh(k_w h)} \cos(k_w x - \omega t) \quad (3.4-15)$$

$$v_{wz} = \frac{\partial \phi}{\partial z} = \frac{\pi h_w}{T_w} \frac{sh[k_w(z+h)]}{sh(k_w h)} \sin(k_w x - \omega t) \quad (3.4-16)$$

对上述速度求导, 可求得波浪水质点的水平加速度 v'_{wx} 和垂直加速度 v'_{wz} 为:

$$v'_{wx} = \frac{\partial v_{wx}}{\partial t} = \frac{2\pi^2 h_w}{T_w^2} \frac{ch[k_w(z+h)]}{sh(k_w h)} \sin(k_w x - \omega t) \quad (3.4-17)$$

$$v'_{wz} = \frac{\partial v_{wz}}{\partial t} = \frac{2\pi^2 h_w}{T_w^2} \frac{sh[k_w(z+h)]}{sh(k_w h)} \cos(k_w x - \omega t) \quad (3.4-18)$$

水波中质点运动的近似轨迹为椭圆, 随着水深的增加, 质点轨迹的椭圆度增加, 振幅减小。由于采矿系统的工作海域水很深, 可视水深 h 为无限大, 对水波的速度势公式(3.4-14)求极值, 可得水深为无限大的速度势公式为:

$$\begin{aligned} \phi &= \lim_{h \rightarrow \infty} \left[\frac{\pi h_w}{k_w T_w} \frac{ch[k_w(z+h)]}{sh(k_w h)} \sin(k_w x - \omega t) \right] \\ &= \frac{\pi h_w}{k_w T_w} \lim_{h \rightarrow \infty} \left[\frac{\exp[k_w(z+h)] + \exp[-k_w(z+h)]}{\exp(k_w h) - \exp(-k_w h)} \right] \sin(k_w x - \omega t) \\ &= \frac{\pi h_w}{k_w T_w} \exp(k_w z) \sin(k_w x - \omega t) \end{aligned} \quad (3.4-19)$$

由上式求得水波中水质点的水平速度 v_{wx} 和垂直速度 v_{wz} 为:

$$v_{wx} = \frac{\partial \phi}{\partial x} = \frac{\pi h_w}{T_w} \exp(k_w z) \cos(k_w x - \omega t) \quad (3.4-20)$$

$$v_{wz} = \frac{\partial \phi}{\partial z} = \frac{\pi h_w}{T_w} \exp(k_w z) \sin(k_w x - \omega t) \quad (3.4-21)$$

对上述速度求导，可求得波浪水质点的水平加速度 v'_{wx} 和垂直加速度 v'_{wz} 为：

$$v'_{wx} = \frac{\partial v'_{wx}}{\partial t} = \frac{2\pi^2 h_w}{T_w^2} \exp(k_w z) \sin(k_w x - \omega t) \quad (3.4-22)$$

$$v'_{wz} = \frac{\partial v'_{wz}}{\partial t} = \frac{2\pi^2 h_w}{T_w^2} \exp(k_w z) \cos(k_w x - \omega t) \quad (3.4-23)$$

当海浪的运动方向与整体坐标的 X 轴夹角为 θ_w ，则海水质点运动速度 $\vec{v}_w$ 在整体坐标的矢量形式为：

$$\vec{v}_w = \begin{pmatrix} \frac{\pi h_w}{T_w} \exp(k_w z) \cos(k_w x - \omega t) \cos \theta_w \\ \frac{\pi h_w}{T_w} \exp(k_w z) \cos(k_w x - \omega t) \sin \theta_w \\ \frac{\pi h_w}{T_w} \exp(k_w z) \sin(k_w x - \omega t) \end{pmatrix} \quad (3.4-24)$$

同理可得海水质点的加速度 $\vec{v}'_w$ 为：

$$\vec{v}'_w = \begin{pmatrix} \frac{2\pi^2 h_w}{T_w^2} \exp(k_w z) \sin(k_w x - \omega t) \cos \theta_w \\ \frac{2\pi^2 h_w}{T_w^2} \exp(k_w z) \sin(k_w x - \omega t) \sin \theta_w \\ \frac{2\pi^2 h_w}{T_w^2} \exp(k_w z) \cos(k_w x - \omega t) \end{pmatrix} \quad (3.4-25)$$

采矿系统作业时分别按浪高 4 米和 2.5 米、波浪周期为 10 秒计算，代入上述式(3.4-24)和(3.4-25)，可求得海浪作用下海水质点的运动速度 $\vec{v}_w$ 和加速度 $\vec{v}'_w$ 。

输送系统运动时，管道运动速度为 $\vec{S}'_m$ ，加速度为 $\vec{S}''_m$ 。由于海流和海浪的运动，海水质点运动速度分别为 $\vec{v}_s$ 、 $\vec{v}_w$ ，加速度分别为 $\vec{v}'_s$ 、 $\vec{v}'_w$ 。将式(3.4-9)和(3.4-24)代入式(3.4-6)得海水相对于管道的运动的速度 $\vec{v}_r$ 为：

$$\vec{v}_r = \begin{pmatrix} X'_m + v_{s1} e^{-\lambda z} \cos \theta_s + \frac{\pi h_w}{T_w} \exp(k_w z) \cos(k_w x - \omega t) \cos \theta_w \\ Y'_m + v_{s1} e^{-\lambda z} \sin \theta_s + \frac{\pi h_w}{T_w} \exp(k_w z) \cos(k_w x - \omega t) \sin \theta_w \\ Z'_m + \frac{\pi h_w}{T_w} \exp(k_w z) \sin(k_w x - \omega t) \end{pmatrix} \quad (3.4-26)$$

将式(3.4-25)代入式(3.4-7)得海水相对于管道的运动加速度 $\vec{v}'_r$ 为:

$$\vec{v}'_r = \begin{pmatrix} X''_m + \frac{2\pi^2 h_w}{T_w^2} \exp(k_w z) \sin(k_w x - \omega t) \cos \theta_w \\ Y''_m + \frac{2\pi^2 h_w}{T_w^2} \exp(k_w z) \sin(k_w x - \omega t) \sin \theta_w \\ Z''_m + \frac{2\pi^2 h_w}{T_w^2} \exp(k_w z) \cos(k_w x - \omega t) \end{pmatrix} \quad (3.4-27)$$

3.4.2.3 管单元的 Morison 载荷

从(3.4-5)式可知, 计算两结点的 Morison 载荷 $\vec{q}_{moi}$ 和 $\vec{q}_{mej}$ 时, 需要知道两结点与海水的相对法向速度 $\vec{v}_{nri}$ 、 $\vec{v}_{nrj}$, 切向速度 $\vec{v}_{tri}$ 、 $\vec{v}_{trj}$ 和相对法向加速度 $\vec{v}'_{nri}$ 、 $\vec{v}'_{nrj}$ 。根据(3.4-26)式, 可得管单元 m 结点 i 、 j 相对于海水质点的速度 $\vec{v}_i$ 和 $\vec{v}_j$; 根据(3.4-27)式, 可得管单元 m 结点 i 、 j 相对于海水质点的加速度 $\vec{v}'_i$ 和 $\vec{v}'_j$ 。管单元 m 结点 i 、 j 的相对速度与相对法向速度之间的关系为:

$$\begin{cases} \vec{v}_{nri} = T_m^n \vec{v}_i \\ \vec{v}_{nrj} = T_m^n \vec{v}_j \end{cases} \quad (3.4-28)$$

管单元 m 结点 i 、 j 的相对速度与相对切向速度之间的关系为:

$$\begin{cases} \vec{v}_{tri} = T_m^t \vec{v}_i \\ \vec{v}_{trj} = T_m^t \vec{v}_j \end{cases} \quad (3.4-29)$$

管单元 m 结点 i 、 j 的相对加速度与相对法向加速度之间的关系为:

$$\begin{cases} \vec{v}'_{nri} = T_m^n \vec{v}'_i \\ \vec{v}'_{nrj} = T_m^n \vec{v}'_j \end{cases} \quad (3.4-30)$$

将(3.4-28)、(3.4-29)和(3.4-30)式代入式(3.4-5), 可得管单元 m 结点 i 、 j 的 Morison 载荷 $\vec{q}_{moi}$

和 $\vec{q}_{mej}$ 计算公式:

$$\left. \begin{aligned} \bar{q}_{moi} &= \frac{1}{2} C_D \rho_l D_o T_m^n \bar{v}_{ri} |T_m^n \bar{v}_{ri}| + \frac{\pi}{2} C_T \rho_l D_o T_m' \bar{v}_{ri} |T_m' \bar{v}_{ri}| + \frac{\pi}{4} C_M \rho_l D_o^2 T_m^n \bar{v}_{ri}' \\ \bar{q}_{moj} &= \frac{1}{2} C_D \rho_l D_o T_m^n \bar{v}_{rj} |T_m^n \bar{v}_{rj}| + \frac{\pi}{2} C_T \rho_l D_o T_m' \bar{v}_{rj} |T_m' \bar{v}_{rj}| + \frac{\pi}{4} C_M \rho_l D_o^2 T_m^n \bar{v}_{rj}' \end{aligned} \right\} \quad (3.4-31)$$

从上式分析可知, 如果阻力系数 C_D 、 C_T 和 C_M 已知, 对管道进行载荷分析时, 根据(3.4-26)和(3.4-27)式分别计算出管单元 m 结点 i 、 j 与海水质点的相对速度和相对加速度, 然后代入上式, 可求得管单元 m 结点 i 、 j 的 Morison 载荷 $\bar{q}_{moi}$ 和 $\bar{q}_{moj}$ 。

3.4.2.4 阻力系数

根据(3.4-31)式计算管道上的 Morison 载荷, 存在如何确定阻力系数 C_D 、 C_T 和 C_M 问题。多年来许多学者为确定阻力系数 C_D 、 C_T 和 C_M 做了大量的研究和实验工作, 研究的结果表明, 阻力系数 C_D 、 C_T 和 C_M 与海水雷诺数 R_e 及管道的表面粗糙度有关, 其关系如下:

$$C_D = f_D(R_e) \quad (3.4-32)$$

式中: f_D : 阻力系数 C_D 与雷诺数 R_e 的关系;

$$R_e: \text{雷诺数 } R_e = \frac{\bar{v}_{nr} D_o \rho_l}{\mu};$$

μ : 海水的粘度系数, 与海水的温度有关。

$$C_T = f_T(R_e) \quad (3.4-33)$$

式中: f_T : 阻力系数 C_T 与雷诺数 R_e 的关系;

$$R_e: \text{雷诺数 } R_e = \frac{\bar{v}_{nr} D_o \rho_l}{\mu}。$$

对于海洋采矿系统, 阻力系数 C_D 、 C_T 和 C_M 需要根据实际情况进行测定。在进行有限元分析时, 根据其它方面的研究成果, 阻力系数分别为 $C_D = 0.5 \sim 1.2$ 、 $C_T = 0.01 \sim 0.02$ 和 $C_M = 1.5 \sim 2$ [10, 33]。

3.5 管道浮力、压力和惯性力分析

3.5.1 管道的重力、浮力和压力

管道在海水中运动, 除受到管内流体对管道的作用力、海水对管道的运动阻力外, 还受到自身的惯性力、浮力和管道内外压力的作用。

对于任意管单元 m , 质量 M_m 为:

$$M_m = \frac{\pi}{4} \rho_g (D_o^2 - D_i^2) L_m \quad (3.4-34)$$

根据上式, 管单元 m 所受重力 W_m 为:

$$\vec{W}_m = \frac{\pi}{4} \rho_g \vec{g} (D_o^2 - D_i^2) L_m \quad (3.4-35)$$

管单元 m 在海水中的浮力 F_B 为:

$$\vec{F}_B = \frac{\pi}{4} \rho_l \vec{g} D_o^2 L_m \quad (3.4-36)$$

海水作用管道外壁的压力 P_O 为:

$$P_O = \rho_l g z + P_{ov} \quad (3.4-37)$$

式中: P_{ov} : 为管道运动时产生的动压。

根据第二章的公式(2.3-10)可以求得管道内的压力 P_z 。

$$P_z = H \rho_w g + \rho_L g h - \frac{\rho_m u_m^2}{2} - (h - z) \rho_m g + \rho_m g \Delta h_{mz} \quad (3.4-38)$$

3.5.2 管道运动的惯性力

从输送管道的运动分析可知, 管道单元 m 两结点的运动速度为 $\vec{S}'_{m_i}$ 、 $\vec{S}'_{m_j}$, 加速度为 $\vec{S}''_{m_i}$ 、 $\vec{S}''_{m_j}$, 管道单元 m 的角速度和角加速度分别为 $\vec{\Omega}_m$ 和 $\vec{\Omega}'_m$ 。在输送系统的动力学分析时将管道的惯性力进行分析。

本章小结

本章首先对输送系统的运动进行了理论分析, 然后根据流体力学、海流规律、海浪理论和 Morsion 方程对输送系统的运动和外载荷进行理论分析, 建立了输送系统运动和外载荷分析理论, 为输送系统的力学分析提供理论依据, 其主要工作如下:

1. 在第二章输送系统研究的基础上, 确定了 5000m 采矿系统和 1000m 中试采矿系统方案及系统的主要参数, 并建立了输送系统的数学模型。
2. 根据系统工作的运动模式, 对输送系统进行了运动分析, 推导了计算管道单元运动速度和加速度的计算公式, 为输送管道外载分析提供理论基础。
3. 根据输送管道的运动规律, 进行了输送管道内流体的运动分析和流体对管道的作用力分析, 得出了流体对管道作用力理论计算公式, 为采用有限元方法分析输送系统提供了理论依据。
4. 根据深海采矿的工作环境, 采用合适的海流速度计算公式和海浪理论, 推导出了输送系统运动时海水质点相对于管道运动的速度和加速度计算公式; 根据 Morsion 方程, 推导出计算管道单元结点的 Morsion 载荷的计算公式。
5. 对输送系统的重力、浮力和输送管道内外压力进行了理论分析, 并得到了计算公式。

第四章 输送系统几何非线性静态分析

深海采矿的矿石输送管道很长, 1000m 钻结壳采矿中试系统的输送管道为 1200~1400m。系统工作时, 管道在采矿船和海底采矿车的牵引下作空间运动。工作过程中, 管道的挠度变化很大, 属于小应变大位移几何非线性问题。输送管道为管壁内有钢丝加强的橡胶管道, 管道的受力由管道内的钢丝承担, 管道材料可近似按正交弹性各向同性材料处理, 其弹性模量可近似地取管道抗弯弹性模量, 材料的应力应变关系是线性的。

从系统的运动和载荷分析可知, 管道的外载荷十分复杂, 很难采用解析法进行详细分析。有限单元法从研究有限大小的单元力学特性着手, 得到一组以结点位移为未知量的代数方程组, 应用计算机求解方程, 得到结点未知量解的近似值, 是分析复杂几何非线性问题的有效方法。

有限单元的分析过程分为以下六个步骤:

1. 结构的单元体化。输送系统为一根长 1200-1400m 的管道, 采用水中运动的 pipe59 管单元进行单元体。
2. 选择位移模式。为了能用结点位移表示单元的位移、应力和应变, 在分析中假设位移是坐标的某种简单的函数, 这种函数称为位移函数。在有限元分析中, 一般采用多项式作为位移函数。
3. 分析单元的力学特性。位移函数选定以后, 根据几何方程、物理方程和虚功原理对单元进行力学特性分析。
4. 计算等效结点力。对分析系统单元体化后, 假定力是通过结点从一个单元传递到另一个单元, 作用于单元上的表面力、体积力和集中力等需要等效移置到单元结点上。
5. 集合所有单元的刚度方程, 建立结构的平衡方程。这个集合过程包括两方面内容。一是由各个单元刚度矩阵集成整个系统的刚度矩阵; 二是将作用于各单元的等效结点力列阵集成总的载荷列阵。
6. 求解未知结点位移和计算单元应力。由集合起来的平衡方程组, 解出未知位移。由于对输送管道进行几何非线性分析, 在求解过程中需要逐步修正刚度矩阵和载荷矩阵。

4.1 几何非线性问题的基本理论

建立有限元平衡方程的理论基础是虚功原理, 虚功原理为外力因虚位移所作的功等于结构因虚应变所产生的应变能。牛顿-拉斐逊方法是求解非线性方程的一种有效方法, 现从虚功原理出发, 推导牛顿-拉斐逊迭代所需用的有限元公式^[86-91]。

用 $\{\psi\}$ 表示内力和外力矢量和, 则虚功原理可以写成如下形式:

$$d\{\delta\}^T \{\psi\} = \int d\{\epsilon\}^T \{\sigma\} dV - d\{\delta\}^T \{R\} = 0 \quad (4.1-1)$$

式中: $\{R\}$: 代表所有载荷列阵;

$d\{\delta\}$: 为虚位移;

$d\{\varepsilon\}$: 为虚应变;

dV : 为单元体积。

采用应变的增量形式, 位移和应变的关系如下:

$$d\{\varepsilon\} = [\bar{B}]d\{\delta\} \quad (4.1-2)$$

由上述两式消去 $d\{\delta\}^T$, 得到非线性问题的一般平衡方程为:

$$\{\psi(\{\delta\})\} = \int [\bar{B}]^T \{\sigma\} dV - \{R\} = 0 \quad (4.1-3)$$

上式中的积分运算是由各个元素的积分对于结点平衡所作的贡献总合而成, 上式同样适用于大位移。

在大位移情况下, 式 (4.1-2) 中的应变和位移是非线性关系, 因此矩阵 $[\bar{B}]$ 是 $\{\delta\}$ 的函数。矩阵 $[\bar{B}]$ 可写成如下形式:

$$[\bar{B}] = [B_0] + [B_L(\{\delta\})] \quad (4.1-4)$$

式中: $[B_0]$: 是作为线性应变分析的矩阵项;

$[B_L]$: 它是非线性变形而引起的, 取决于 $[\delta]$, $[B_L]$ 是位移矩阵 $[\delta]$ 的线性函数。

管道材料的应力应变关系是一般的线性弹性关系, 则有如下方程:

$$\{\sigma\} = [D](\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_0\}) + \{\sigma_0\} \quad (4.1-5)$$

式中: $[D]$: 是材料的弹性矩阵;

$\{\varepsilon_0\}$: 是初应变列阵;

$\{\sigma_0\}$: 是初应力列阵。

从非线性问题的一般平衡方程式 (4.1-3) 分析可知, 式 (4.1-3) 的解可以通过迭代方法求得。采用牛顿-拉斐逊方法求解方程时, 必须寻求 $d\{\psi\}$ 与 $d\{\delta\}$ 之间的关系。对式 (4.1-3)

取 $\{\psi\}$ 的微分得:

$$d\{\psi\} = \int d[\bar{B}]^T \{\sigma\} dV + \int [\bar{B}]^T d\{\sigma\} dV \quad (4.1-6)$$

利用 (4.1-5) 式和 (4.1-2) 式, 在不考虑初应力和初应变的影响时得:

$$d\{\sigma\} = [D]d\{\varepsilon\} = [D][\bar{B}]d\{\delta\} \quad (4.1-7)$$

从 (4.1-4) 式得:

$$d[\bar{B}] = d[B_L] \quad (4.1-8)$$

将 (4.1-7) 和 (4.1-8) 式代入 (4.1-6) 式得:

$$d\{\psi\} = \int d[B_L]^T \{\sigma\} dV + \int [\bar{B}]^T [D] [\bar{B}] dV d\{\delta\} \quad (4.1-9)$$

将 (4.1-4) 式代入上式得:

$$d\{\psi\} = \int d[B_L]^T \{\sigma\} dV + \int ([B_0]^T [D] [B_L] + [B_L]^T [D] [B_L] + [B_L]^T [D] [B_0] + [B_0]^T [D] [B_0]) dV d\{\delta\} \quad (4.1-10)$$

在上式中, 令:

$$\int d[B_L]^T \{\sigma\} dV = [K_\sigma] d\{\delta\} \quad (4.1-11)$$

$$[K_L] = \int ([B_0]^T [D] [B_L] + [B_L]^T [D] [B_L] + [B_L]^T [D] [B_0]) dV \quad (4.1-12)$$

$$[K_0] = \int [B_0]^T [D] [B_0] dV \quad (4.1-13)$$

将 (4.1-11)、(4.1-12) 和 (4.1-13) 式代入式 (4.1-10) 得:

$$d\{\psi\} = ([K_0] + [K_\sigma] + [K_L]) d\{\delta\} = [K_T] d\{\delta\} \quad (4.1-14)$$

式中: $[K_0]$: 小位移线性刚度矩阵;

$[K_L]$: 为初始位移矩阵或大位移矩阵, 是由于大位移引起的;

$[K_\sigma]$: 为初应力矩阵或几何刚度矩阵。

$[K_T]$: 切线刚度矩阵。

牛顿-拉斐逊迭代求解上述非线性平衡方程的步骤如下:

1. 用线性弹性解作为 $\{\delta\}$ 的第一次近似值 $\{\delta\}_1$;
2. 通过定义 $[\bar{B}]$ 和公式 (4.1-5) 给出应力 $\{\sigma\}$, 利用 (4.1-3) 式计算 $\{\psi\}_1$;
3. 确定切线刚度矩阵 $[K_T]$;
4. 通过公式 $\Delta\{\delta\}_2 = -[K_T]^{-1} \{\psi\}_1$, 算出位移的修正值, 得到第二次近似解 $\{\delta\}_2 = \{\delta\}_1 + \Delta\{\delta\}_2$;
5. 返回到步骤 2, 重复迭代步骤, 直至 $\{\psi\}_n$ 足够小为止。

4.2 管单元的切线刚度矩阵

利用上节推导的非线性平衡方程求解具体问题时, 必须计算单元的切线刚度矩阵。管道单元是一种梁单元, 现根据输送管道的具体情况, 推导管单元的切线刚度矩阵。

输送管道工作时, 受轴向拉伸变形和横向力弯曲变形, 没有受扭矩的作用, 因此在推导

管单元的切向刚度矩阵时, 忽略了管道的扭转刚度。

设直管单元 ij 的轴线平行于局部坐标系 o -xyz 的 x 轴, 截面的主惯性轴分别平行于 y 轴和 z 轴, 直管单元受到的作用力和在力的作用下的位移如图 4-1 所示^[87]。

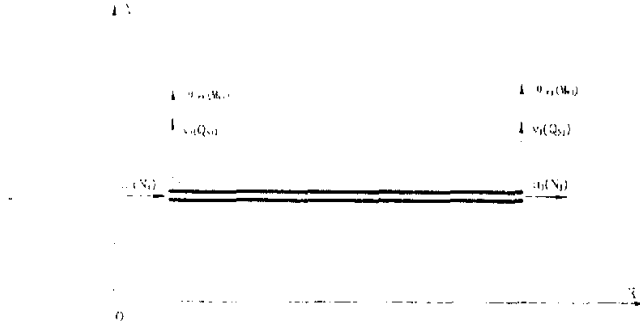


图 4-1 管单元于空间的结点力及结点位移

N_i, N_j : 结点 i 和 j 的轴向力;

Q_y, Q_{yj} : 结点 i 和 j 上平行于 y 轴的横剪力;

M_y, M_{yj} : 平行于 y 轴的弯矩;

u_i, u_j : 结点 i 和 j 的轴向位移;

v_i, v_j : 结点 i 和 j 的平行于 y 轴的位移;

θ_{iy}, θ_{iy} : 管两端截面绕 y 轴的转角;

A : 管单元的截面积, $A = \frac{\pi}{4}(D_o^2 - D_i^2)$;

I : 管单元的惯性矩, $I = \frac{\pi}{64}(D_o^4 - D_i^4)$;

4.2.1 用结点位移表示单元的位移模式

由材料力学可知, 对于轴向位移 u 的位移模式可以取 x 的线性函数。

$$u = a_0 + a_1 x \quad (4.2-1)$$

而对于挠度 v 则可以用三次多项式来表示, 则:

$$v = b_0 + b_1 x + b_2 x^2 + b_3 x^3 \quad (4.2-2)$$

对上述两式写成矩阵形式, 则:

$$\begin{cases} u = [h(x)]\{a\} \\ v = [H(x)]\{b\} \end{cases} \quad (4.2-3)$$

式中: $[h(x)] = [1 \quad x]$

$$[H(x)] = [1 \quad x \quad x^2 \quad x^3]$$

$$\{a\} = [a_0 \quad a_1]^T$$

$$\{b\} = [b_0 \quad b_1 \quad b_2 \quad b_3]^T$$

参数 $\{a\}$ 和 $\{b\}$ 是位移模式的待定常数, 它由结点的位移表示。

将结点的轴向位移记为:

$$u = [u_i \quad u_j]^T \quad (4.2-4)$$

将结点的挠度和转角记为:

$$v = [v_i \quad \theta_{yi} \quad v_j \quad \theta_{yj}]^T \quad (4.2-5)$$

将 (4.2-4) 和 (4.2-5) 式分别代入 (4.2-1) 和 (4.2-2) 式, 得:

$$\begin{cases} \{u\} = [A_1]\{a\} \\ \{v\} = [A_2]\{b\} \end{cases} \quad (4.2-6)$$

$$\text{式中: } [A_1] = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1 & l \end{bmatrix}$$

$$[A_2] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & l & l^2 & l^3 \\ 0 & 1 & 2l & 3l^2 \end{bmatrix}$$

由 (4.2-6) 式可以得到参数:

$$\begin{cases} \{a\} = [A_1]^{-1}\{u\} \\ \{b\} = [A_2]^{-1}\{v\} \end{cases} \quad (4.2-7)$$

式中 $[A_1]^{-1}$ 和 $[A_2]^{-1}$ 是矩阵 $[A_1]$ 和 $[A_2]$ 的逆阵, 它们是:

$$[A_1]^{-1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -1/l & 1/l \end{bmatrix} \quad [A_2]^{-1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -3/l^2 & -2/l & 3/l^2 & -1/l \\ 2/l^3 & 1/l^2 & -2/l^3 & 1/l^2 \end{bmatrix}$$

将 (4.2-7) 式代入 (4.2-3) 式, 得到用结点位移表示的位移模式。它们的矩阵形式为:

$$\begin{cases} u = [h(x)][A_1]^{-1}\{u\} \\ v = [H(x)][A_2]^{-1}\{v\} \end{cases} \quad (4.2-8)$$

上式可以写成如下形式:

$$\begin{aligned} u &= [N_u] \{u\} \\ v &= [N_v] \{v\} \end{aligned} \quad (4.2-9)$$

式中 $[N_u]$ 和 $[N_v]$ 是位移的形函数矩阵, 它们分别为:

$$\begin{aligned} [N_u] &= [h(x)][A_1]^{-1} \\ [N_v] &= [H(x)][A_2]^{-1} \end{aligned} \quad (4.2-10)$$

管单元两结点的位移列阵表示为:

$$\begin{aligned} \{\delta_i\} &= \begin{bmatrix} u_i & v_i & w_i & \theta_{yi} & \theta_{zi} \end{bmatrix}^T \\ \{\delta_j\} &= \begin{bmatrix} u_j & v_j & w_j & \theta_{yj} & \theta_{zj} \end{bmatrix}^T \end{aligned} \quad (4.2-11)$$

管单元的结点位移列阵记为:

$$\{\delta\}^e = \begin{Bmatrix} \delta_i \\ \delta_j \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} u_i & v_i & \theta_{yi} & u_j & v_j & \theta_{yj} \end{bmatrix} \quad (4.2-12)$$

(4.2-8) 式位移模式的表达式也可以改写成矩阵形式:

$$\{f\} = \begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} H_u(x) \\ H_v(x) \end{bmatrix} [A] \{\delta\}^e = [N] \{\delta\}^e \quad (4.2-13)$$

式中: $[H_u(x)] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$

$$[H_v(x)] = \begin{bmatrix} 0 & 1 & x & 0 & x^2 & x^3 \end{bmatrix}$$

$$[A] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{l} & 0 & 0 & \frac{1}{l} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{3}{l^2} & -\frac{2}{l} & 0 & \frac{3}{l^2} & -\frac{1}{l} \\ 0 & \frac{3}{l^2} & \frac{1}{l} & 0 & -\frac{3}{l^2} & \frac{1}{l^2} \end{bmatrix}$$

4.2.2 推导出管单元切线刚度矩阵

管单元受到 x 轴向的拉伸变形, y 和 z 轴向的弯曲变形后, 管单元线性应变可以分为三部分:

ε_a 为 x 轴向的拉伸应变, ε_b 为 y 轴向的弯曲应变, ε_c 为 z 轴向的弯曲应变。于是:

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_a \\ \varepsilon_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{du}{dx} + \frac{1}{2} \left(\frac{dv}{dx} \right)^2 \\ -y \frac{d^2v}{dx^2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{du}{dx} \\ -y \frac{d^2v}{dx^2} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \frac{1}{2} \left(\frac{dv}{dx} \right)^2 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4.2-14)$$

上式可写成如下形式:

$$[\varepsilon] = \begin{Bmatrix} \varepsilon_a^0 \\ \varepsilon_b^0 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \varepsilon_a' \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4.2-15)$$

上式中的第一项表示线性项，第二项表示二阶近似的非线性项。
将 (4.2-13) 式表示的插入函数代入上式，得：

$$\{\varepsilon\} = \begin{bmatrix} H'_u(x) \\ -yH''_v(x) \end{bmatrix} [A] \{\delta\}^e + \frac{1}{2} \begin{bmatrix} (H'_v(x)A\delta^e)^2 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.2-16)$$

$$\text{式中: } [H'_u(x)] = [0 \quad 0 \quad 1 \quad 0 \quad 0 \quad 0]$$

$$[H'_v(x)] = [0 \quad 0 \quad 1 \quad 0 \quad 2x \quad 3x^2]$$

$$[H''_v(x)] = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 2 \quad 6x]$$

由 (4.2-16) 式对 $\{\varepsilon\}$ 进行微分，得：

$$d\{\varepsilon\} = \begin{bmatrix} H'_u(x) \\ -yH''_v(x) \end{bmatrix} [A] d\{\delta\}^e + \begin{bmatrix} (H'_v(x)A\delta^e) \\ 0 \end{bmatrix} \{\delta^e\} [H'_v(x)] A d\{\delta^e\} \quad (4.2-17)$$

根据 (4.1-14) 式，得：

$$[B_0] = \begin{bmatrix} H'_u(x) \\ -yH''_v(x) \end{bmatrix} [A] \quad (4.2-18)$$

$$[B_L] = \begin{bmatrix} (H'_v(x)A\delta^e) \\ 0 \end{bmatrix} \{\delta^e\} [H'_v(x)] [A] \quad (4.2-19)$$

将 (4.2-18) 式代入 (4.1-13) 式，得到线性刚度矩阵 $[k_0]$ 。

$$[k_0] = \begin{bmatrix} \frac{EA}{l} & & & & & \\ 0 & \frac{12EI}{l^3} & & & & \\ 0 & \frac{6EI}{l^2} & \frac{4EI}{l} & & & \\ -\frac{EA}{l} & 0 & 0 & \frac{EA}{l} & & \\ 0 & -\frac{12EI}{l^3} & -\frac{6EI}{l^2} & 0 & \frac{12EI}{l^3} & \\ 0 & \frac{6EI}{l^2} & \frac{2EI}{l^2} & 0 & -\frac{6EI}{l^2} & \frac{4EI}{l} \end{bmatrix} \quad \begin{matrix} \text{对} \\ \text{称} \end{matrix} \quad (4.2-20)$$

将 (4.2-18) 式和 (4.2-19) 式代入 (4.3-12) 式，得初始刚度矩阵 $[k_L]$ ：

$$\begin{aligned}
[k_L] = & \frac{EA}{l} \int_0^l \begin{bmatrix} 0 & \bar{A} & -\bar{B} & 0 & -\bar{A} & \bar{C} \\ \bar{A} & 0 & 0 & -\bar{A} & 0 & 0 \\ -\bar{B} & 0 & 0 & \bar{B} & 0 & 0 \\ 0 & -\bar{A} & \bar{B} & 0 & \bar{A} & -\bar{C} \\ -\bar{A} & 0 & 0 & \bar{A} & 0 & 0 \\ \bar{C} & 0 & 0 & -\bar{C} & 0 & 0 \end{bmatrix} dx \\
& + EA \int_0^l \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \bar{A}^2 & -\bar{A}\bar{B} & 0 & -\bar{A}^2 & \bar{A}\bar{C} \\ 0 & -\bar{A}\bar{B} & \bar{B}^2 & 0 & -\bar{A}\bar{B} & -\bar{B}\bar{C} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\bar{A}^2 & \bar{A}\bar{B} & 0 & \bar{A}^2 & -\bar{A}\bar{C} \\ 0 & \bar{A}\bar{C} & -\bar{B}\bar{C} & 0 & -\bar{A}\bar{C} & \bar{C}^2 \end{bmatrix} dx \quad (4.2-21)
\end{aligned}$$

式中: $\bar{A} = A_1^2(v_j - v_i) + A_1 B_1 \theta_y - A_1 C_1 \theta_y$

$$\bar{B} = A_1 B_1 (v_j - v_i) + B_1^2 \theta_y - B_1 C_1 \theta_y$$

$$\bar{C} = A_1 C_1 (v_j - v_i) + B_1 C_1 \theta_y - C_1^2 \theta_y$$

$$A_1 = \frac{6x}{l^2} - \frac{6x^2}{l^3}$$

$$B_1 = 1 - \frac{4x}{l} + \frac{3x^2}{l^2}$$

$$C_1 = \frac{2x}{l} - \frac{3x^2}{l^2}$$

几何刚度矩阵 $[K_\sigma]$ 可由如下方法推导。由 (4.2-19) 式得:

$$\begin{aligned}
d[B_L]^T &= (H'_v(x)[A])^T d \left(\begin{bmatrix} H'_v(x) A \delta^e \\ 0 \end{bmatrix} \right)^T \\
&= ([H'_v(x)[A])^T [(H'_v(x) A \delta^e \quad 0)] \quad (4.2-22)
\end{aligned}$$

而管单元的应力列阵如下:

$$\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_a \\ \sigma_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} N/A \\ -M_y y/I \end{Bmatrix} \quad (4.2-23)$$

式中 N 为管单元的轴向力; M_y 和 M_z 为 Y 和 Z 轴方向的弯矩。

将 (4.2-22) 和 (4.2-23) 式代入 (4.1-11) 式, 得:

$$[k_\sigma] = \int ([H'_v(x)][A])^T \frac{N}{A} [H'_v(x)][A] dV \quad (4.2-24)$$

当假设轴向力在单元中为常数, 由上式可以得到单元的几何刚度矩阵为:

$$[k_\sigma] = \frac{N}{30l} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 36 & 3l & 0 & -36 & 3l \\ 0 & 3l & 4l^2 & 0 & -3l & -l^2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -36 & -3l & 0 & 36 & -3l \\ 0 & 3l & -l^2 & 0 & -3l & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (4.2-25)$$

式中 N 是由于横向大位移引起的轴向内应力, 它与单元的几何形状有关。

由 (4.2-20) 式线性刚度矩阵 $[k_0]$ 、(4.2-21) 式初始刚度矩阵 $[k_L]$ 和 (4.2-25) 式初应力刚度矩阵 $[k_\sigma]$, 可以求得管道单元在局部坐标系中的切线刚度矩阵 $[k_T]$ 为:

$$[k_T] = [k_0] + [k_\sigma] + [k_L] \quad (4.2-26)$$

4.2.3 系统整体切线刚度矩阵

单元切线刚度矩阵是在单元局部坐标系中推导得到的, 当建立系统整体切线刚度矩阵时, 需要将局部坐标系中的单元切线刚度矩阵转换到整体坐标系中, 才能将单元切线刚度矩阵进行叠加。

设整体坐标系中单元切线刚度矩阵为 $[\bar{k}_T]$, 其转换关系如下:

$$[\bar{k}_T] = [T][k_T][T]^T \quad (4.2-27)$$

式中: $[T]$: 为坐标转化矩阵, 与局部坐标轴在整体坐标系中的方向余弦有关。

假设将输送管道划分成 $(n-1)$ 个单元, 在输送管道上形成 n 个结点, 系统有 $5n$ 个自由度, 整体刚度矩阵 $[K_T]$ 为 $5n$ 阶方阵, 其叠加方法如下:

$$[K_T] = \begin{bmatrix} k_{11} & \cdots & k_{1n} \\ \vdots & k_{rs} & \vdots \\ k_{n1} & \cdots & k_{nn} \end{bmatrix} \quad (4.2-28)$$

式中: $[k_{rs}]$: 为一个 5×5 的子矩阵, $r, s = 1, 2, \dots, 5$ 。

4.3 采矿业运动路线规划及输送系统分析参数

4.3.1 输送系统分析参数

从采矿系统的载荷分析可知, 输送管道的运动和外载荷十分复杂, 当作如下假设, 可视

输送系统处于静态,采用有效单元法对系统进行静态分析。

1. 不考虑管道内流体的惯性加速度对输送系统的影响。
2. 海流速度为稳态,即海流在垂直面的速度不随时间变化。
3. 不考虑海浪作用下的海水质点运动速度的周期性变化,只考虑海浪作用下,海水质点的最大速度对系统的影响。
4. 当输送管道在海水中运动,不考虑系统的惯性力作用,而只考虑管道与海水的相对速度所产生的作用力对系统的影响。

在对采矿系统进行设计和系统控制时,涉及的系统参数有许多,其中下列四个参数是保证系统能否正常工作的重要参数。

1. 输送管道的承载情况,即管道上端对采矿船的作用力。从后面的分析可知,输送管道的最大拉力在管道与采矿船的连接处。为了保证输送管道在允许的承载范围内工作,防止管道受力过大而断裂,管道上端的拉力不能大于某一临界值。
2. 输送管道下端对采矿车的作用力。采矿车工作时,必须有足够的驱动能力,并且不会倾翻。要保证上述条件,除在设计时考虑采矿车自身的结构外,输送管道下端对采矿车的作用力影响最大。输送管道对采矿车的作用力在水平方向的分量阻碍采矿车运动并产生一个倾翻力矩,输送管道对采矿车的作用力在垂直方向的分量使采矿车对海底的正压力减小,减小采矿车的驱动力。
3. 采矿车的工作范围。当采矿船停泊于海面时,采矿车的工作范围受到输送管道长度和管道对采矿车的作用力的限制。从图 3-1 可知,在管道下端安装浮体后能扩大采矿车的工作范围,同时也能改善管道对采矿车的作用力。在安装浮体之前,必须对系统的运动和受力进行分析,得出浮体加载的最佳位置和最佳的浮力值,然后对安装浮体后的输送系统的运动和受力进行分析。
4. 输送管道的空间形状。合适的管道空间形状是保证系统正常工作的重要前提。管道不能下垂至海底,避免采矿车从管道上轧过或者管道打折,阻塞管道而导致系统不能工作;同时,输送管道上的信号光缆对管道的弯曲半径有要求,光缆的弯曲半径不能过小。因此,在设计系统之前,必须分析和计算采矿车在各种位置输送管道的空间形状。输送管道的空间形状与系统的运动和外载有直接关系,必须分析系统运动和外载对管道的空间形状的影响。

为了保证系统正常工作,必须根据系统的外部载荷和运动情况对上述参数进行分析。

采用有限元分析方法,对输送系统进行计算分析,其分析步骤如下:

1. 建立输送系统的有限元模型。有限元的基本思想是将连续的求解区域分解成一组有限个、按一定方式相互连接在一起的单元组合体,利用在每一个单元内假设的近似函数来分片地表示全求解域上待求的未知场函数,随着单元数目的增加,解的精度也得到提高,但所需的计算机资源相应也需提高。对于 1200-1400m 长的输送管道,均匀划分 100 单元,其求解精度能满足要求。
2. 单元等效结点力。根据第三章的采矿系统的运动和外载分析理论,分析输送系统在特定工作条件下的单元等效结点力。
3. 建立输送系统的总体切线刚度矩阵。根据管单元切线刚度矩阵理论,建立单元切线刚度矩阵,然后把单元的切线刚度矩阵叠加,建立输送系统的总体切线刚度矩阵。
4. 对输送系统进行有限元分析。Ansys 程序是一个功能强大的、灵活的设计分析软件,其中的 Pipe59 单元能分析浸入水中运动的管道,适用于海洋采矿输送系统的分析。在对输送系统进行有限元分析时,采用牛顿-拉斐逊迭代方法。
5. 结果分析。根据计算结果,分析输送系统的主要设计和控制参数。

4.3.2 输送系统的运动规划

由于受海底地形和矿石分布的影响，在某一海域内可能具有经济开采价值的矿石分布区域如图 4-2 所示：

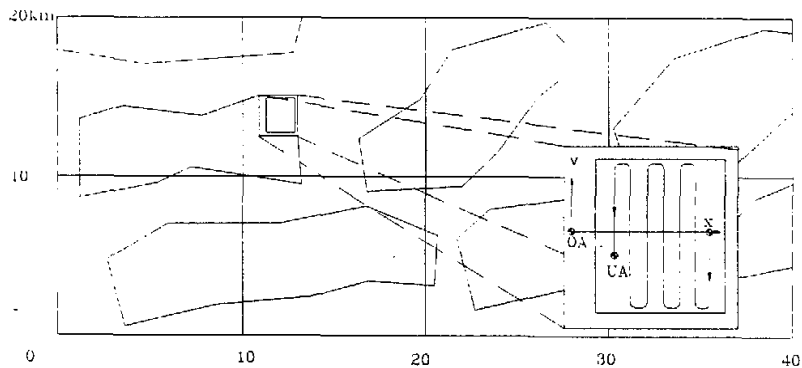


图 4-2 可开采矿石区域图

在一个大采矿区内，将有开采价值的矿区划分成许多小矿区，以便采矿车采用合适的运行模式对矿区进行规划采矿。

如图 4-2 所示，软管采矿系统开采小采矿区的矿石时，采矿船 OA 停泊于固定位置，采矿车 UA 以某一运动模式对小采矿区内的矿石进行采集，当小采矿区内的矿石采集完以后，采矿系统移动到另一小采矿区进行采矿。

由于钴结壳和锰结核矿石分布于海底，为了有效地采集某一小采矿区内的矿石，采矿车需要采用合理的运动模式。根据软管采矿系统的特点，采矿车最有可能采取的运行模式如图 4-3 示。

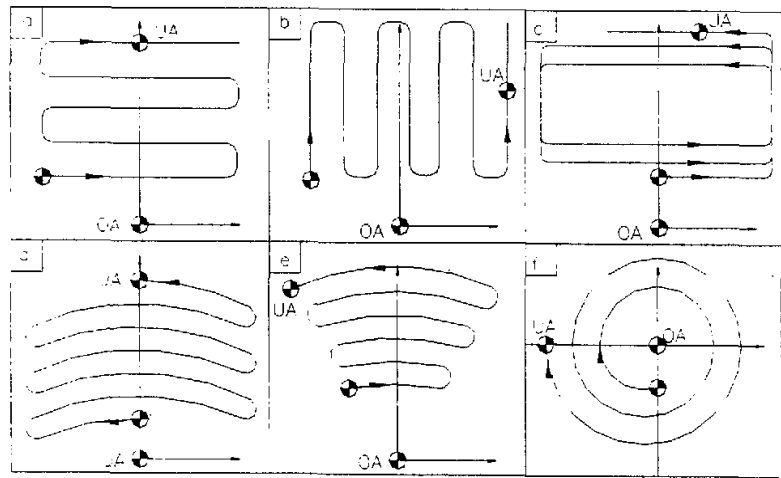


图 4-3 采矿车运行模式图

从图 4-3 可知，采矿车可以采用六种运行模式。采矿车以六种模式运动时，对采矿系统参数的影响不同，具体表现为对管道两端的作用力、管道的形状和采矿车的工作范围产生影响。

为了分析采矿车不同运行模式下对输送系统参数的影响，需要根据系统的所受外部载

荷, 对输送系统进行力学分析。

4.4 在重力和浮力作用下的输送系统

由于采矿船停泊于海面, 当采矿车的工作速度较低, 海流速度和海浪较小时, 对输送系统的力学分析可以只考虑管道的重力、浮力、流体的重力和海水的静压作用。

4.4.1 简单输送系统

当输送管道为一根简单的软管时, 该输送系统为简单输送系统。若只考虑管道的重力、浮力、海水对管壁的压力、管内流体的重力和管内流体对管壁的静压作用, 根据第三章输送系统的载荷分析, 输送系统的载荷为:

输送管道的重力:

$$\vec{W}_m = \frac{\pi}{4} \rho_g \bar{g} (D_o^2 - D_i^2) L_m \quad (4.4-1)$$

输送系统的浮力:

$$\vec{F}_B = \frac{\pi}{4} \rho_l \bar{g} D_o^2 L_m \quad (4.4-2)$$

海水对管壁的压力:

$$P_o = \rho_l g z \quad (4.4-3)$$

管内流体对管壁的静压力:

$$P_z = -(h - z) \rho_m g \quad (4.4-4)$$

管内流体的重力:

$$\vec{F}_{MW} = \rho_m V_m \vec{g} \quad (4.4-5)$$

管道材料的力学性能对输送系统的力学特性影响很大, 对于 1000m 钻结壳采矿中试系统, 采用两种弹性模量不同的弹性材料进行计算分析, 其计算参数如下表所示:

表 4-1 输送系统参数

参数名称	参数符号	单位	参数值(1)	参数值(2)
采矿系统作业水深	h	m	1000	1000
输送管道长度	L	m	1200	1200
管道材料弹性模量	E	N/m ²	4*10 ⁸	10*10 ⁸
管道材料密度	ρ_g	Kg/m ³	1700	1700
管道外径	D _o	m	0.26	0.26
管道内径	D _i	m	0.20	0.20
输送流体密度	ρ_m	Kg/m ³	1100	1100
海水密度	ρ_l	Kg/m ³	1025	1025

一. 输送系统为参数值(1)的力学分析

当采矿船停泊于海面, 采矿车在离采矿船水平距离 63.3~663.3m 的 X 轴上移动时, 采用参数值(1)进行计算, 得到输送管道结点反力、输送管道的空间形状和管道的平均应力和最大弯曲应力分别为图 4-4、4-5 和 4-7:

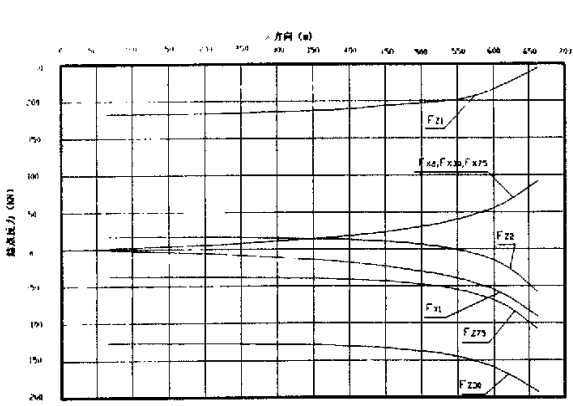


图 4-4 简单系统的结点反力

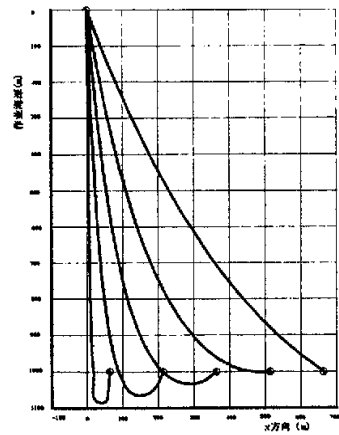


图 4-5 输送管道形状

从结点反力图 4-4 分析可知，所有结点反力的绝对值（以下称为结点反力值），随着采矿车离采矿船的水平距离增加，其值增大。上端结点反力 F_{x1} 、 F_{z1} 作用于采矿船上，下端结点反力 F_{x2} 、 F_{z2} 作用于采矿车上。从图分析可知，上下两端结点 X 方向的反力值 F_{x1} 、 F_{x2} 与管道中间两结点的反力值 F_{x30} 、 F_{x75} 都相等，实际上，输送管道所有结点 X 方向的反力值都相等。

下端结点反力 F_{x2} 、 F_{z2} 作用于采矿车，对采矿车的工作有很大影响， F_{x2} 对采矿车产生倾反力矩和影响采矿车的驱动力，需要控制采矿车在一定的 F_{x2} 值内工作。如需控制采矿车在 50KN 内工作，从图 4-4 可知，采矿车的工作范围为离采矿船水平距离 500m 以内的海域。

系统工作时，输送管道不能出现下垂现象，从图 4-5 可知，采矿车必须远离采矿船某一距离。从下端结点反力 F_{z2} 分析可知，当 $F_{z2} > 0$ ，管道开始下垂，从图 4-4 可知，采矿车必须在大于 550m 的范围内工作。

从上述分析可知，由于结点反力 F_{x2} 和管道形状的限制，由参数值（1）组成的输送系统，其采矿车没有工作范围。因此，由简单输送系统组成的采矿系统不具备可行性。

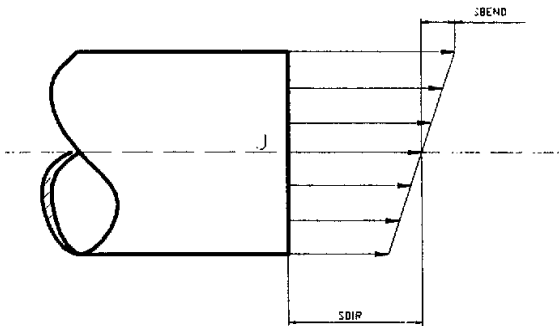


图 4-6 管道平均应力和最大弯曲应力示意图

系统工作时，为防止输送管道被拉断和打折，需要控制管道的拉应力和弯曲应力。图 4-7 是采矿车在 63.3~663.3m 运动时管道的平均拉应力和最大弯曲应力图，图 4-6 是管道平均应

力和最大弯曲应力示意图。从图 4-7 分析可知,管道上端受拉应力,下端受压应力,上端端点的拉应力最大。随着采矿车离采矿船的水平距离增加,平均应力增加,采矿车在 63.3~513.3m 内运动,管道平均应力变化较小。管道两端的弯曲应力最大,同样,随着采矿车离采矿船的水平距离增加,管道上端弯曲应力增加。

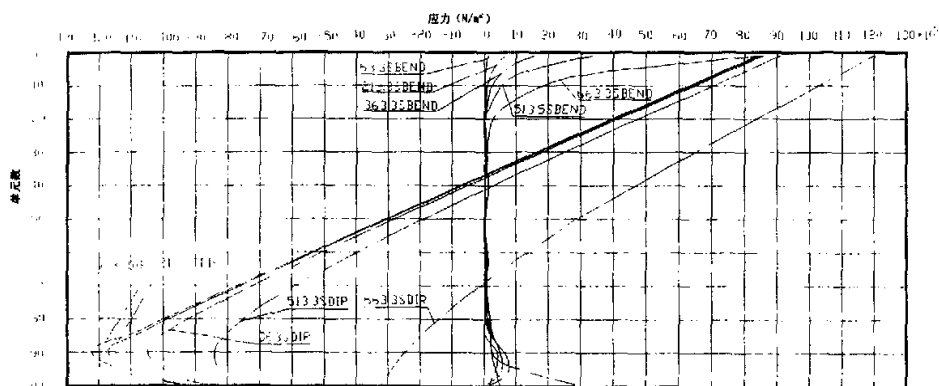
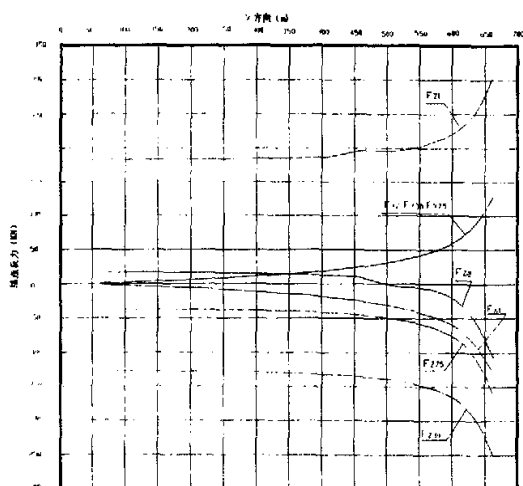


图 4-7 管道在不同位置的平均应力和最大弯曲应力分布图

二. 输送系统为参数值 (2) 的力学分析

当采矿船停泊于海面,采矿车在海底在离采矿船水平距离 63.3~663.3m 的 X 轴上移动时,采用参数值 (2) 进行计算,得到输送管道结点反力、输送管道的空间形状和管道的平均应力和最大弯曲应力图分别为图 4-8、4-9 和 4-10。



4-8 简单系统的结点反力

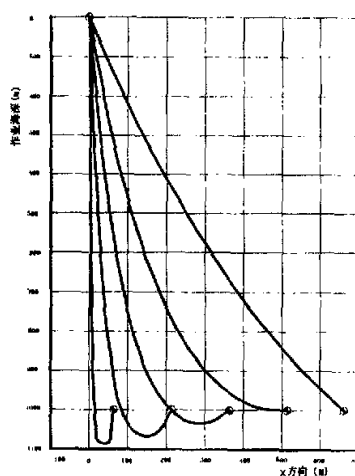


图 4-9 输送管道形状

参数值 (2) 同参数值 (1) 相比,除弹性模量 E 不同外,其他参数全部相同。从图 4-8 和 4-9 分析可知,由参数值 (2) 组成的采矿系统同样不具备可行性。

从图 4-8 和 4-4 比较分析可知,由于弹性模量 E 的增加,参数值 (2) 输送系统的结点反力值在 550~663.3m 相对参数值 (1) 有很大的增加,在 63.3~550m 范围内增加较小,在图上反映不明显。由此可知,当输送管道所受拉力较大时,弹性模量 E 对输送系统两端结点反力影响很大,反之,影响较小。

从图 4-9 与 4-6 分析可知，两种参数值计算得到的管道形状基本相同，从计算数据可知，由于弹性模量 E 的增加，管道拉伸变形的增长量减少，实际上图 4-5 与 4-6 中的管道形状有细微差别。

由 4-10 与 4-7 分析可知，由于弹性模量 E 的增加，上端平均应力在 513.3~663.3m 内增加明显，而在 63.3~513.3m 内增加不明显。由于弹性模量 E 的增加，上端最大弯应力减少，下端最大弯应力增加。

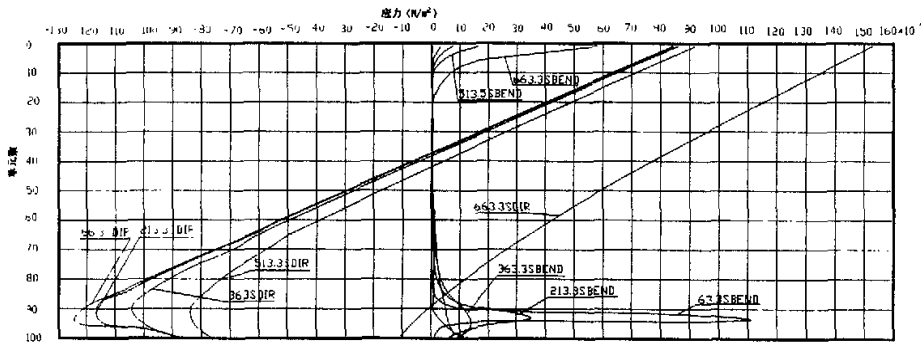


图 4-10 管道在不同位置的平均应力和最大弯曲应力分布图

4.4.2 安装浮力材料的输送系统

通过在输送软管下段安装浮体材料的方法，在管道上产生向上提升的浮力，由此，可以减小管道对采矿车的水平作用力 F_{x2} 并改善管道的空间形状。作用于管道上的浮力大小和分布方式对管道的空间形状以及对采矿车的作用力有很大影响，因此，浮力的大小和分布方式是很重要的设计参数。

在理论上，管道下段浮力的分布方式有许多种，简单的分布方式有长方形、三角形、梯形等，而浮力以长方形分布即均匀分布于管道下段最容易实现，现将对此进行分析。

在管道下段的浮力分布需要达到一定长度，并且单位管道长度上的浮力应大于单位管道长度在水中的重量，才能将管道向上提升，表 4-2 中的两种情况的参数值除单位长度上的浮力大小不同外，其他都相同。

表 4-2 输送系统参数

参数名称	参数符号	单位	参数值(3)	参数值(4)
采矿系统作业水深	h	m	1000	1000
输送管道长度	L	m	1200	1200
管道材料弹性模量	E_s	N/m^2	4×10^8	4×10^8
管道材料密度	ρ_s	Kg/m^3	1700	1700
管道外径	D_o	m	0.26	0.26
管道内径	D_i	m	0.20	0.20
浮力		N/m	200	300
浮体长度(结点 80-99)		m	240	240
输送流体密度	ρ_m	Kg/m^3	1100	1100

一、系统为参数值（3）的力学分析

图 4-11、4-12 和 4-13 是采用参数值（3）计算得到的结果，同参数值（1）和参数值（2）简单系统的计算结果比较分析可知，由于浮力的提升作用，所有结点反力值都有明显的减少，特别是作用于采矿车上的关键力 F_{X2} 得到明显的减少。从计算数据分析可知，采矿车在 663.3m 位置时 F_{X2} =83.7kN，在 463.3m 位置时 F_{X2} =12.7kN，在 63.3m 位置时 F_{X2} ≈0.094kN。即使要求将 F_{X2} 控制在 10kN 以下，采矿车的工作半径将达到 450m。因此，管道对采矿车的作用力得到明显的改善。

从图 4-12 分析可知，采矿车在 0~663.3m 的工作范围内都不会下垂到海底，只须防止采矿车离采矿船的水平距离太近而造成软管的弯曲半径太小或者软管打折的情况出现。

从图 4-13 分析可知，管道上端的平均应力得到明显减少，并且，采矿车在 63.3~513.3m 内运动，管道平均应力变化较小，由于浮力的作用，管道下段的最大弯应力有一定的增加。

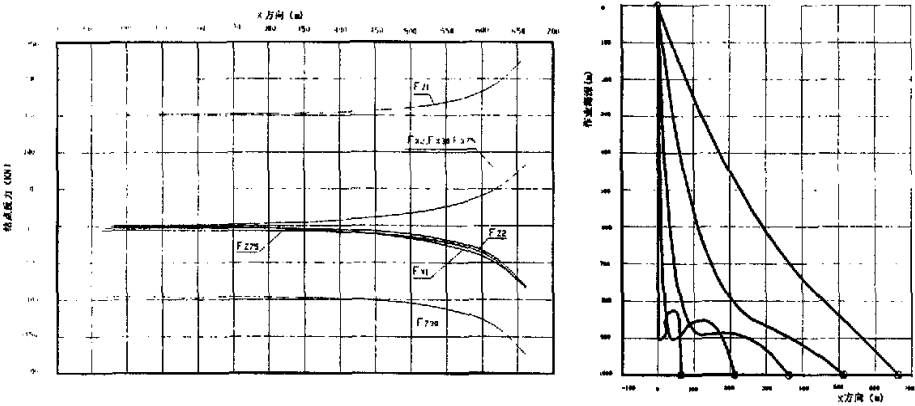


图 4-11 结点反力（200N/m 浮力）

4-12 管道形状（200N/m 浮力）

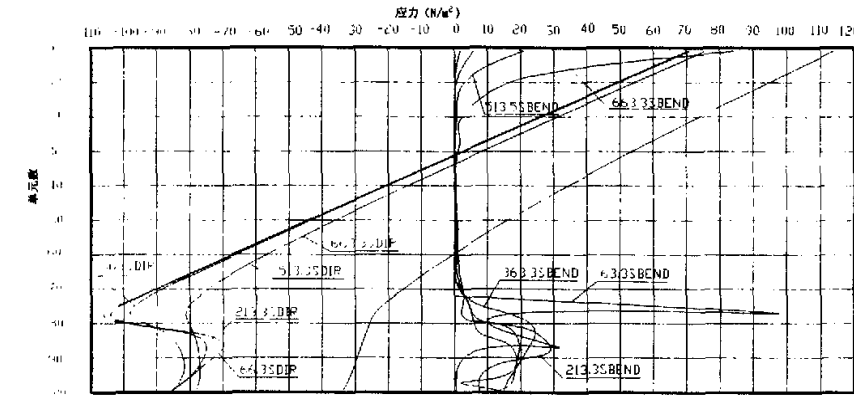


图 4-13 应力分布图（200N/m 浮力）

二、系统为参数值（4）的力学分析

图 4-14、4-15 和 4-16 是采用参数值（4）计算得到的结果，参数值（4）与参数值（3）除单位长度上浮力的大小不同外，其他值全部相同。

从图 4-14 与 4-11 的比较分析可知，所有结点反力都有一定的变化。从计算结果可知，作用于采矿车上的关键力 F_{X2} ，当采矿车在 663.3m 位置时 F_{X2} =80.4kN，在 463.3m 位置时

$F_{x2}=14.1\text{KN}$, 在 63.3m 位置时 $F_{x2}=0.38\text{KN}$ 。与参数值 (3) 计算的结果比较可知, 采矿车从 663.3m 运动到 113.3m 处, 水平力 F_{x2} 的变化量为 $3.3\sim 0.3\text{KN}$, 而参数值 (4) 的浮力比参数值 (3) 增加了 50% , 由此可知, 当浮力大于分布段管道在水中重力一定值时, 增加浮力, 管道对采矿车的作用力 F_{x2} 的变化不大。

从图 4-15 分析可知, 由于浮力的提升作用, 采矿在 $63.3\text{m}\sim 663.3\text{m}$ 的工作过程, 软管的空间形状十分理想。

由图 4-16 分析可知, 由于浮力的增加, 管道上端的平均应力进一步减少, 但效果不很明显, 管道下段的最大弯曲应力增加十分明显。

当设计具体的输送系统时, 需要根据输送系统参数进行优化, 得出管道上最佳的浮力分布大小、最佳分布方式和最佳分布长度, 在此不作深入研究。

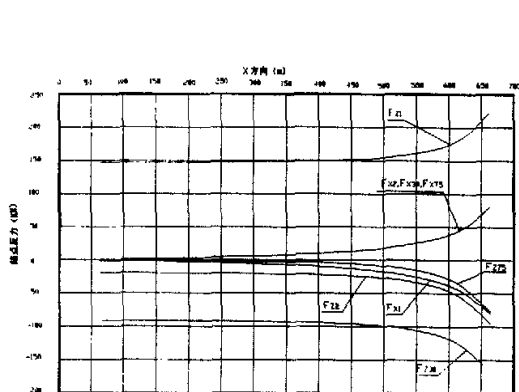
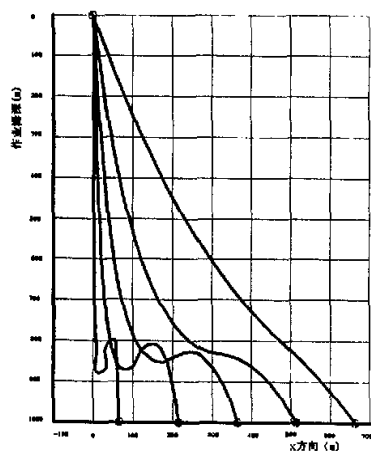


图 4-14 结点反力 (300N/m 浮力)



4-15 管道形状 (300N/m 浮力)

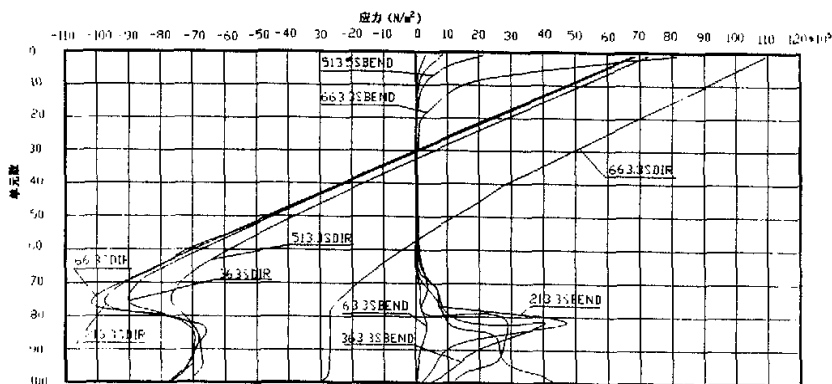


图 4-16 应力分布图 (300N/m 浮力)

三. 采矿车以模式 a 运动的力学分析

图 4-17、4-18、4-19 和 4-20 同样是采用参数值 (4) 计算得到的结果, 只是采矿车的运动模式不同。从图 4-3 采矿车的运动规划可知, 采矿车可以采用多种模式运行。由于在同心圆内, 管道的空间形状和结点反力不变, 因此, f 运行模式可以如上述简化在 XZ 平面内进行分析。采用 b 种运行模式, 当采矿车离 X 轴较近时, 也可以简化在 XZ 平面内进行分析, 并且, 从以后的分析可知, 由于海水阻力的作用, 采矿车采用 b 种运行模式运行时, 管道形

状变化太大, 不宜采用。

a、c、d、e 四种经简化, 都可视为 a 种运行模式。下面分别对采矿车在 $X=463.3\text{m}$ 和 $X=263.3\text{m}$ 采用 a 种模式运行的进行计算分析。

图 4-17 和 4-18 为采矿车在 $X=463.3\text{m}$, $Y=0\sim 450\text{m}$ 范围内运行时的结点反力和管道形状在 XZ 和 YZ 两平面内的投影。采矿车可以在 $Y=450\sim 450\text{m}$ 范围内运行, 而采矿车在 $Y=450\sim 0\text{m}$ 范围内运动时的结点反力图 and 管道空间形状可以根据对称原理由图 4-17 和 4-18 得出。

从图 4-17 可知, 当 $Y=0$ 时, $F_{X2}=14.1\text{KN}$, $F_{Y2}=0$, 当 $Y=300\text{m}$ 时, $F_{X2}=21.69\text{KN}$, $F_{Y2}=14\text{KN}$ 。 F_{X2} 对采矿车产生倾翻力矩, F_{Y2} 阻碍采矿车运动, 如果需要控制 F_{X2} 和 F_{Y2} 在 20KN 以内, 则采矿车的工作范围为 $Y=250\sim 250\text{m}$ 。

从图 4-18 可, 管道的空间形状十分理想, 能保证输送系统正常工作。由于采用参数值 (4) 计算分析, 管道的应力可以采用图 4-16 分析, 因此, 在此没有必要进行应力分析。

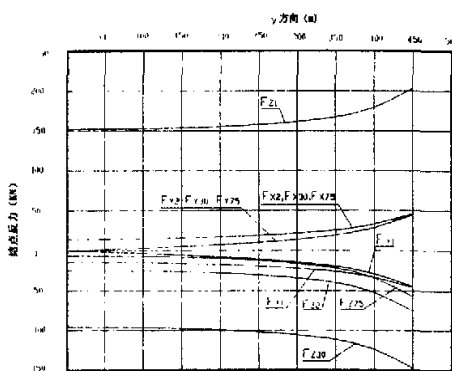
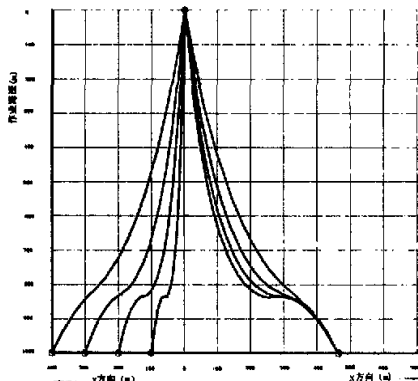


图 4-17 结点反力 (UX200m)



4-18 管道形状 (UX200m)

图 4-19 和 4-20 为采矿车在 $X=263.3\text{m}$, $Y=0\sim 600\text{m}$ 范围内运行时的结点反力和管道形状在 XZ 和 YZ 两平面内的投影。根据对称原理, 同样可以得出采矿车在 $Y=-600\sim 0\text{m}$ 范围内运动时的结点反力图 and 管道空间形状。

从计算结果和图 4-19 可知, 当 $Y=0$ 时, $F_{X2}=4.24\text{KN}$, $F_{Y2}=0$, 当 $Y=500\text{m}$ 时, $F_{X2}=13.36\text{KN}$, $F_{Y2}=25\text{KN}$ 。如果需要控制 F_{X2} 和 F_{Y2} 在 20KN 以内, 则采矿车的工作范围为 $Y=450\sim 450\text{m}$ 。

由图 4-20 可知, 管道的弯曲半径还很大, 采矿车还可以在离采矿船更近的范围工作。

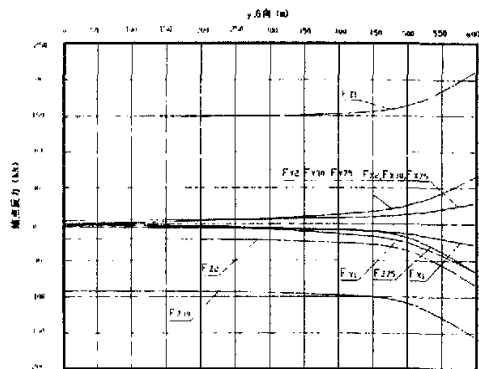
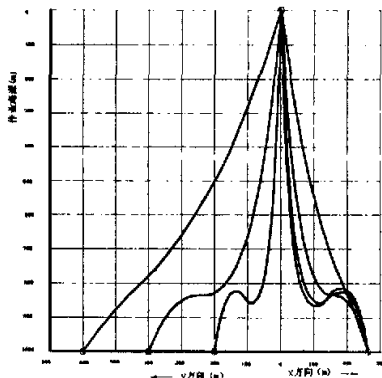


图 4-19 结点反力 (UX400m)



4-20 管道形状 (UX400m)

从上述两种情况分析可知,采矿船停泊不动,采矿车采用 a 种模式运行,采矿车的采矿场范围为 $500 \times 200\text{m} = 100000\text{m}^2$ 。由此可知,采矿车在一个采矿场可以工作较长时间,采矿船不需与采矿车一起运动,因此,整个采矿系统的控制相对简单。

4.5 在重力、浮力和海水阻力作用下的输送系统

4.5.1 采矿车运动速度对输送系统的影响

当采矿车在海底工作、采矿船在海面运动,牵引输送管道运动时,海水与管道之间产生相对速度和相对加速度;由于海流和海浪的作用,海水与管道也存在相对速度和相对加速度。在第三章输送系统载荷分析中,根据 Morison 方程,推导得到了计算海水对管道单元阻力的计算公式 (3.4-31)。若不考虑相对加速度的影响,对于海水阻力作用下的输送管道,可以采用静态分析方法。

由于管道切向阻力系数相对于法向阻力系数较小,并且管道运动时的切向速度比法向速度大,因此,可以不考虑海水对管道的切向阻力,则公式 (3.4-31) 简化成如下:

$$\left. \begin{aligned} \vec{q}_{moi} &= \frac{1}{2} C_D \rho_l D_o T_m^n \vec{v}_{ri} |T_m^n \vec{v}_{ri}| \\ \vec{q}_{moj} &= \frac{1}{2} C_D \rho_l D_o T_m^n \vec{v}_{rj} |T_m^n \vec{v}_{rj}| \end{aligned} \right\} \quad (4.5-1)$$

表 4-3 中的两种输送系统的计算参数值中,考虑了管道运动时所产生的海水阻力。从公式 (4.5-1) 分析可知,当管道结点的运动速度已知,根据公式 (4.5-1) 可以求得海水对管道的阻力。

当采矿车牵引管道在 X 轴上作匀速运动,从上节的形状图分析可知,管道上各结点不是作匀速运动,当管道下段有浮力分布时,管道各结点的运动速度更加复杂。

从上述分析可知,海水对管道的阻力是一种非线性载荷,其计算方法为:

- 1、首先在不考虑海水阻力的情况下,对系统进行计算分析。根据采矿车在不同时间点 $t_1, t_2 \cdots t_n \cdots t_m$ 的位置,计算出管道各结点的 X 坐标 $x_{i1}, x_{i2} \cdots x_{im} \cdots x_m$ (只考虑管道水平方向的运动速度),然后根据如下公式求出各结点在不同时间点的运动速度。

$$v_{ri} = \frac{x_{in} - x_{i(n-1)}}{t_n - t_{n-1}} \quad (4.5-2)$$

- 2、由上式求出管道各结点的速度,然后代入式 (4.5-1) 求出管道各单元结点的水阻力。

- 3、在考虑海水阻力的情况下,计算采矿车在不同时间点上的坐标值,根据公式 (4.5-2),求各结点在不同时间点的运动速度。

- 4、不断重复第二和第三步,直到各结点前后两次计算得到的运动速度基本相等为止。

表 4-3 输送系统参数

参数名称	参数符号	单位	参数值(5)	参数值(6)
采矿系统作业水深	h	m	1000	1000
输送管道长度	L	m	1200	1200
管道材料弹性模量	E	N/m ²	4*10 ⁸	4*10 ⁸
管道材料密度	ρ_s	Kg/m ³	1700	1700

管道外径	D_o	m	0.26	0.26
管道内径	D_i	m	0.20	0.20
法向阻力系数	C_D		1	1
输送流体密度	ρ_m	Kg/m^3	1100	1100
海水密度	ρ_l	Kg/m^3	1025	1025
浮体长度(结点 80-99)		m	240	240
浮力		N/m	300	300
输送流体密度	ρ_m	Kg/m^3	1100	1100
采矿车运动速度	v	m/s	-1	1

一、系统为参数值（5）的力学分析

比较参数值（5）与参数值（4）可知，参数值（5）中考虑了由于采矿车运动而引起的水阻力对输送管道的作用，其他参数都相同。采矿车从离采矿船 663.3m 处向采矿船以 1m/s 的速度行驶。图 4-21、4-22 和 4-23 是采用参数值（5）计算得到的结果。

比较图 4-21 与图 4-14 可知，图 4-21 中 X 方向的结点反力值有很大增加，Z 方向的结点反力值变化的幅度较小。由于海水阻力的作用，图 4-21 中的 X 方向的结点反力值从上端到下端的逐渐增加，其原因为管道下端的运动速度大于管道上端的运动速度。

从计算结果可知，当采矿车在 663.3m 位置时，作用于采矿车上的水平力 $F_{x2}=43.7KN$ ，在 463.3m 位置时 $F_{x2}=-6.7KN$ ，在 113.3m 位置时 $F_{x2}=-14.2KN$ 。与参数值（4）计算的结果相比可知，采矿车从 663.3m 运动到 113.3m 处，水平力 F_{x2} 的减少量为 43.3~15.3KN，采矿车以种模式运行，海水阻力能减少管道对采矿车的水平作用 F_{x2} ，对采矿车的运行十分有利。

从图 4-22 可知，当采矿车行驶至离采矿船 163.3m 处时，管道出现了很小的弯曲半径，而当行驶至离采矿船 113.3m 处时，管道已打折，系统不能继续工作。

从图 4-23 与 4-16 比较分析可知，平均应力有一定的减少，而管道下段的最大弯曲应力的增加十分明显。

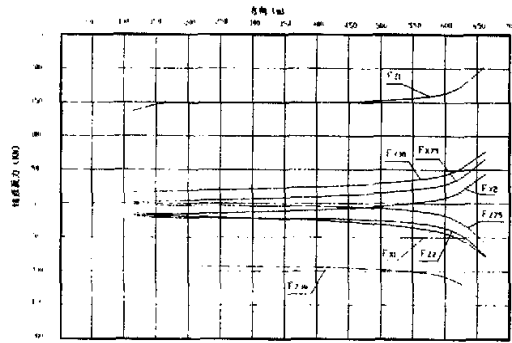
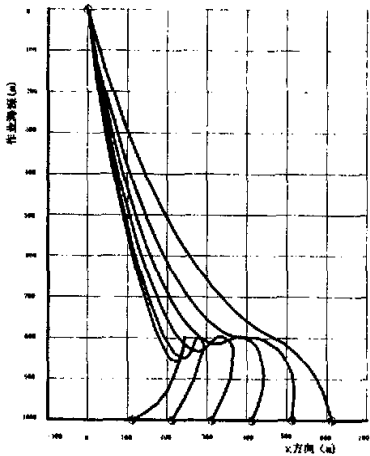
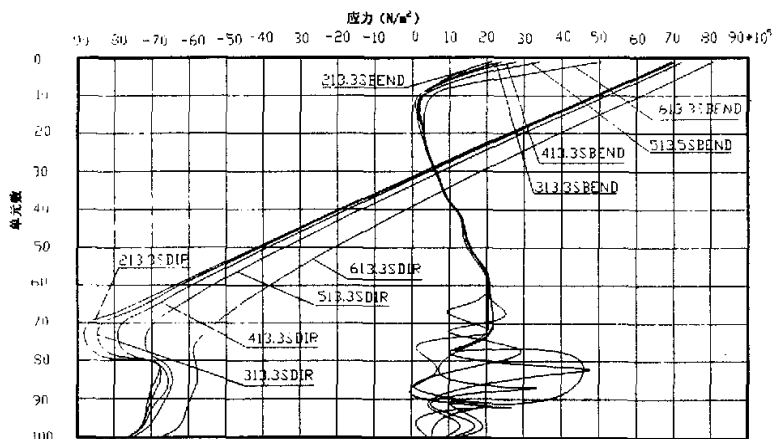


图 4-21 结点反力（采矿车 $v_k=1m/s$ ）



4-22 管道形状（采矿车 $v_k=1m/s$ ）

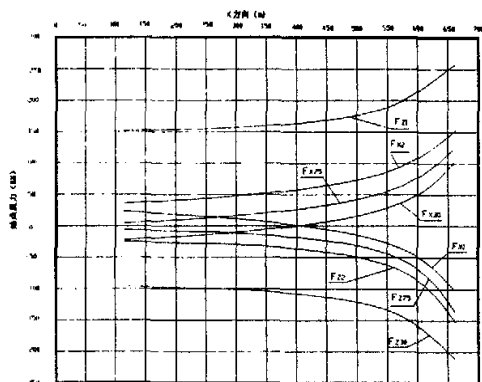
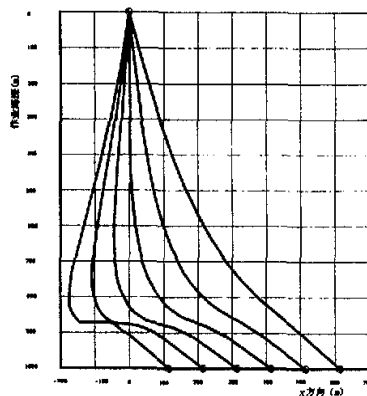
图 4-23 应力分布图 (采矿车 $v_k=-1\text{m/s}$)

二. 系统为参数值 (6) 的力学分析

比较参数值 (6) 与参数值 (5) 可知, 参数值 (6) 中同样考虑了由于采矿车运动而引起的水阻力对输送系统的作用, 但采矿车以 1m/s 的速度向远离采矿船的方向行驶, 其他参数都相同。图 4-24、4-25 和 4-26 是采用参数值 (6) 计算得到的结果。

比较图 4-25 与 4-21 可知, 图 4-25 中的结点反力值变化明显, X 方向的结点反力值有明显的增加。从计算结果可知, 作用于采矿车上的水平力 F_{X2} , 当采矿车在 113.3m 位置时 $F_{X2}=34.5\text{KN}$, 在 463.3m 位置时 $F_{X2}=66.3\text{KN}$, 在 663.3m 位置时 $F_{X2}=152.5\text{KN}$ 。与参数值 (4) 计算的结果相比可知, 采矿车从 113.3m 运动到 663.3m 处, 水平力 F_{X2} 的增加量为 $34.4\sim 71.8\text{KN}$, 采矿车以种模式运行, 管道对采矿车的水平作用 F_{X2} 在海水阻力作用下显著增加, 对采矿车的运行十分不利。从公式 4.5-1 分析可知, 海水的阻力与速度的平方成正比, 如果要减少结点反力 F_{X2} , 则应减小采矿车的运动速度。

从图 4-25 分析可知, 采矿车以此种模式运行时, 管道不会出现弯曲半径过小和打折的现象。从图 4-26 与 4-23 比较分析可知, 管道平均拉应力和管道下段的最大弯曲应力有一定的增加。

图 4-24 结点反力 (采矿车 $v_k=1\text{m/s}$)4-25 管道形状 (采矿车 $v_k=1\text{m/s}$)

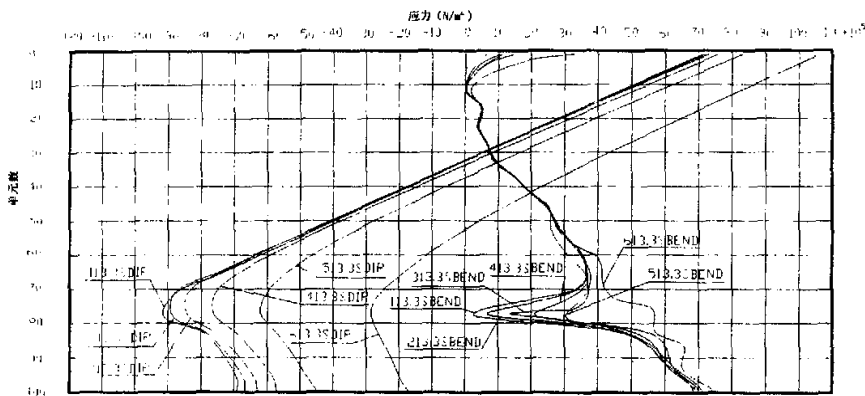


图 4-26 应力分布图（采矿车 $v_k=1\text{m/s}$ ）

从上述分析可知，采矿车的运动速度和运动模式对水平作用力 F_{x2} 和管道形状有很大影响。如果采矿车在 X 轴上往返运动，管道的形状变化非常大，对输送系统的工作十分不利。因此，采矿系统工作时，采矿车应采用合适的运动速度和运动模式。

4.5.2 海流、海浪和采矿船运动对输送系统的影响

由表 4-4 中的三种参数值与表 4-2 中的参数值 (4) 比较可知，参数值 (7) 考虑了 1.7m/s 海流对管道的作用力，参数值 (8) 考虑了 1.7m/s 海流与 6 级海浪在同一方向对管道的作用，而参数值 (9) 考虑了 1.7m/s 海流、6 级海浪和采矿船以 1m/s 速度运动，即三个相对速度同时作用于管道上。

如果只考虑水平速度所产生的作用力，根据第三章公式 (3.4-26)，可得到海水相对于管道的水平相对速度的计算公式为：

$$\vec{v}_r = X'_m + v_{s1}e^{k_z} + \frac{\pi h_w}{T_w}\exp(k_w z)$$

(4.5-2)

上式中， $v_{s1}e^{k_z}$ ：为海流速度。

$\frac{\pi h_w}{T_w}\exp(k_w z)$ ：为海浪水质点的最大运动速度。

X'_m ：为采矿船运动而牵引管道运动的速度。

表 4-4 输送系统参数

参数名称	参数符号	单位	参数值(7)	参数值(8)	参数值(9)
采矿系统作业水深	h	m	1000	1000	1000
输送管道长度	L	m	1200	1200	1200
管道材料弹性模量	E_s	N/m^2	$4 \cdot 10^8$	$4 \cdot 10^8$	$4 \cdot 10^8$
管道材料密度	ρ_s	Kg/m^3	1700	1700	1700
管道外径	D_o	m	0.26	0.26	0.26
管道内径	D_i	m	0.20	0.20	0.20

法向阻力系数	C_D		1	1	1
输送流体密度	ρ_m	Kg/m^3	1100	1100	1100
海水密度	ρ_1	Kg/m^3	1025	1025	1025
浮体长度(结点 80-99)		m	240	240	240
浮力		N/m	300	300	300
输送流体密度	ρ_m	Kg/m^3	1100	1100	1100
海流速度	v	m/s	1.7	1.7	1.7
海浪		级	0	6	6
采矿船运动速度		m/s	0	0	1

一. 系统为参数值（7）的力学分析

图 4-27、4-28 和 4-29 是采用参数值（7）计算得到的结果。虽然海流在海面的最大流速为 1.7m/s，但根据海流速度的计算公式可知，随着海水深度的增加，海流速度迅速下降，在海深 100m 的海流速度为 0.55m/s，在海深 400m 以下的海流速度为 0.1m/s。

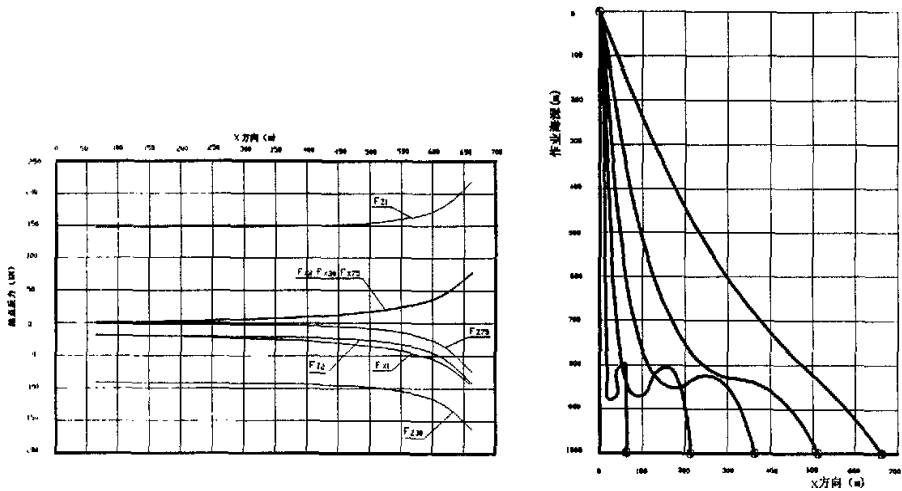


图 4-27 结点反力（海流 $v_s=1.7m/s$ ）

4-28 管道形状（海流 $v_s=1.7m/s$ ）

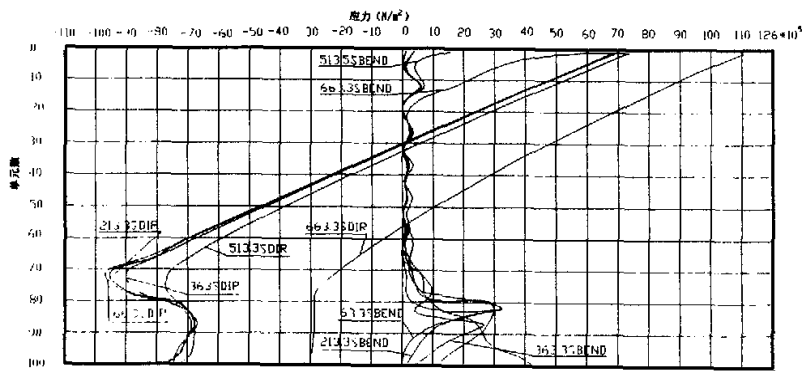


图 4-29 应力分布图（海流 $v_s=1.7m/s$ ）

比较图 4-27 与图 4-14 可知, Z 方向的结点反力没有明显变化。由于海流的作用, X 方向的结点反力值不相等, F_{X1} 值增加较大, 其原因为海流作用于管道的上端。 F_{X2} 变化较小, 从计算结果可知, 当采矿车在 663.3m 位置时 $F_{X2}=77.2\text{KN}$, 在 463.3m 位置时 $F_{X2}=12.9\text{KN}$, 在 63.3m 位置时 $F_{X2}=-0.43\text{KN}$ 。与参数值(4)计算的结果图 4-14 相比可知, 采矿车从 663.3m 运动到 113.3m 处, 水平力 F_{X2} 的变化量为 $-3.8\sim 0.05\text{KN}$, 海流对水平力 F_{X2} 的影响很小。

图 4-28 与图 4-15 相比较, 管道形状差别不大, 由于海流的作用, 图 4-28 中管道上端向海流运动方向有少量偏移。从图 4-29 与 4-17 比较可知, 管道的应力有一定的变化。

二. 系统为参数值(8)的力学分析

图 4-30、4-31 和 4-32 是采用参数值(8)计算得到的结果。参数值(8)为 1.7m/s 海流和 6 级海浪同向联合作用于管道的情况。由海流和海浪产生的海水流速的计算公式可知, 随海水深度增加, 海水流速迅速下降。虽然在海流海浪的联合作用下, 海面的海水流速为 2.95m/s , 但在海深 100m 的海流速度为 0.575m/s , 在海深 200m 的海流速度为 0.21m/s , 在海深 400m 以下的海流速度为 0.1m/s 。

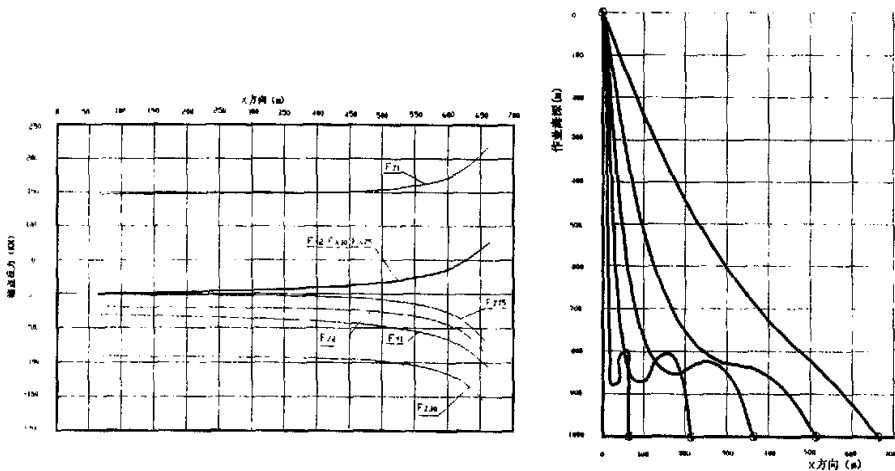


图 4-30 结点反力 (海流 $v_s=1.7\text{m/s}$ 海浪 6 级)

4-31 管道形状 (海流 $v_s=1.7\text{m/s}$ 海浪 6 级)

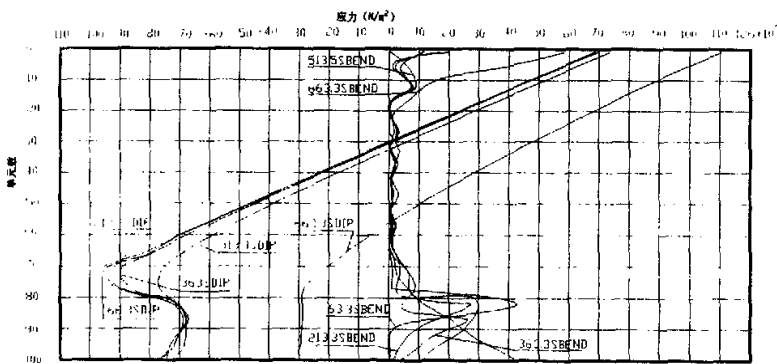


图 4-32 应力分布图 (海流 $v_s=1.7\text{m/s}$ 海浪 6 级)

比较图 4-30 与图 4-27 可知, 由于海浪和海流作用于管道的上端, 除 X 方向的结点反力 F_{X1} 值增加较大外, 所有结点反力的变化不大。 F_{X2} 变化较小, 从计算结果可知, 当采矿车

在 663.3m 位置时 $F_{X2}=76.2\text{KN}$, 在 463.3m 位置时 $F_{X2}=12.7\text{KN}$, 在 63.3m 位置时 $F_{X2}=-0.078\text{KN}$ 。与参数值 (7) 计算的结果图 4-27 相比可知, 采矿车从 663.3m 运动到 113.3m 处, 水平力 F_{X2} 的变化量为 $-1\sim-0.45\text{KN}$, 海流对水平力 F_{X2} 的影响很小, 相对于只有海流作用的情况有很小的下降。

图 4-31 与图 4-28 相比较, 管道形状差别不大。从计算结果可知, 由于海浪的作用, 图 4-30 中管道上端向海浪运动方向有少量偏移。从图 4-32 与 4-29 比较可知, 管道的应力变化很小。

三、系统为参数值 (9) 的力学分析

图 4-33、4-34 和 4-35 是采用参数值 (9) 计算得到的结果。参数值 (9) 为 1.7m/s 海流和 6 级海浪同向联合作用于管道, 以及采矿船牵引管道以 1m/s 的速度运动, 同海流海浪的运动方向相反, 即三个相对速度在同一方向作用于管道上。

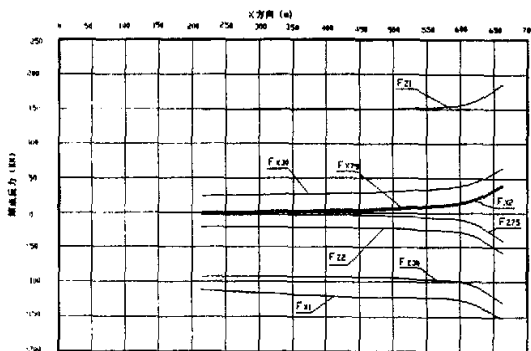
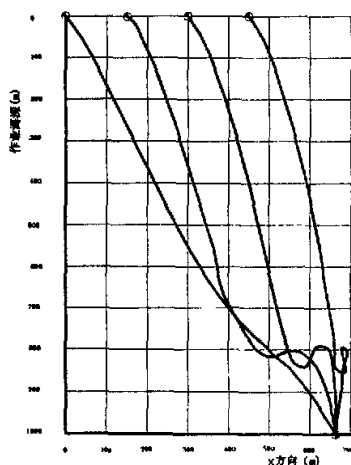


图 4-33 结点反力 (采矿船 $u=1\text{m/s}$)



4-34 管道形状 (采矿船 $u=1\text{m/s}$)

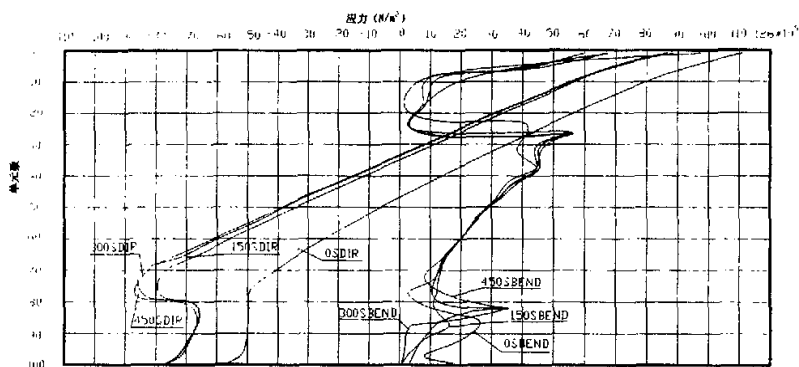
在绘制图 4-33 结点反力时, 由于坐标原点建立在采矿船上, 当采矿船运动而采矿车静止, 可视为采矿车相对于采矿船运动, 即采矿车向远离采矿船方向运动。在绘制 4-34 管道形状图时, 为了反映采矿船的运动, 坐标的建立与图 4-33 不同。

从图 4-33 与 4-30 的比较分析可知, 图 4-33 中 Z 方向的结点反力变化不大, 由于上端在采矿船的牵引下运动, 上端 F_{X1} 的值有很大增加。从计算结果可知, X 方向的结点力 F_{X2} 变化较大, 当采矿车离采矿船 263.3m 时 $F_{X2}=-1.9\text{KN}$, 463.3m 时 $F_{X2}=3.2\text{KN}$, 613.3m 时 $F_{X2}=38.8\text{KN}$ 。与参数值 (8) 计算的结果图 4-30 相比可知, 采矿船从 263.3m 运动到 613.3m 处, 水平力 F_{X2} 的减少量为 $-5.1\sim-5.5\text{KN}$, 比只有海流与海浪作用的情况下降了许多。从分析可知, 采矿船采用上述运动模式, 有利于改善管道对采矿车的作用力。

从图 4-34 可知, 采矿船的运动对管道的形状影响很大, 因此, 采矿系统工作时, 应控制采矿船的运动速度和运动模式。

从图 4-35 分析可知, 采矿船的运动对管道的平均应力有一定的影响, 对管道下段的弯曲应力影响较小, 而上段的弯曲应力影响最大。

从上述分析可知, 海流和海浪对管道上端的结点反力有较大的影响, 对管道下端的结点反力和管道的形状影响较小。采矿车和采矿船的运动对管道的结点反力和管道形状影响都很大, 因此, 必须控制采矿车和采矿船的运动速度和运动模式。

图 4-35 应力分布图 (采矿船 $u=1\text{m/s}$)

4.6 在重力、浮力和管内流体作用下的输送系统

表 4-5 中的参数值 (10) 除考虑了流体的压力损失外, 其他参数与表 4-2 中的参数值 (4) 相同。

表 4-5 输送系统参数

参数名称	参数符号	单位	参数值(10)
采矿系统作业水深	h	m	1000
输送管道长度	L	m	1200
管道材料弹性模量	E_g	N/m^2	4×10^8
管道材料密度	ρ_g	Kg/m^3	1700
管道外径	D_o	m	0.26
管道内径	D_i	m	0.20
浮力		N/m	300
浮体长度(结点 80-99)		m	240
输送流体密度	ρ_m	Kg/m^3	1100
管道单位长度压力损失		$\text{N/m}^2 \cdot \text{m}$	260

由第三章可知, 管道内的流体对管道产生作用力, 其计算公式十分复杂, 如果不考虑流体动力影响, 而只考虑流体的静力的影响, 可由流体对管道作用力的计算公式 (3.3-20) 可知:

$$\vec{F}_M = \frac{\pi}{4} D_i^2 \rho_m ((Z_{mj} - Z_{mi} + \Delta h_m) g \vec{e} + \vec{g} L_m) \quad (4.6-1)$$

上面的计算分析中已经考虑了流体的重量和流体的静压对管道的作用, 因此, 只需考虑公式中流体摩擦损失, 即:

$$\vec{F}_M = \frac{\pi}{4} D_i^2 \rho_m \Delta h_m \vec{g} \quad (4.6-2)$$

根据第二章表 2.4-2 可知, 由于输送系统的参数不同, 管道单位长度的压力损失不同, 在下面的分析中, 采用管道单位长度上的压力损失为 $260\text{N/m}^2 \cdot \text{m}$ 计算。

图 4-36 和 4-37 是由参数值 (10) 计算得到的结果。从图 4-36 与 4-14 比较分析可知, 流体的摩擦压力损失对结点反力有一定的影响。从计算数据可知, 由于流体摩擦的作用, X 方向的结点力不相等, 当采矿车在 663.3m 位置时 $F_{X2}=82.3\text{KN}$, 在 513.3m 位置时 $F_{X2}=21.3\text{KN}$,

在 353.3m 位置时 $F_{x2}=9.3\text{KN}$, 在 63.3m 位置时 $F_{x2}=0.63\text{KN}$ 。与参数值 (4) 计算的结果相比可知, 采矿车从 663.3m 运动到 113.3m 处, 水平力 F_{x2} 的增加量为 $1.9\sim 0.25\text{KN}$, 采矿车由此可知, 流体的摩擦阻力损失, 使水平力 F_{x2} 增加。

从图 4-37 可知, 管道的形状与采用参数值 (4) 计算的结果相似。从上述分析可知, 流体的摩擦对输送管道的形状的影响很小, 对输送管道两端的结点反力的影响小于海水阻力的影响。

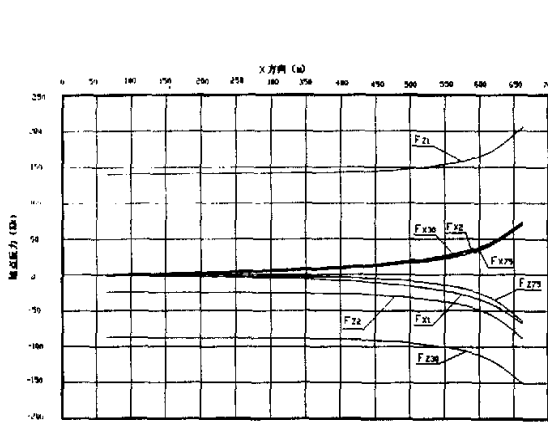
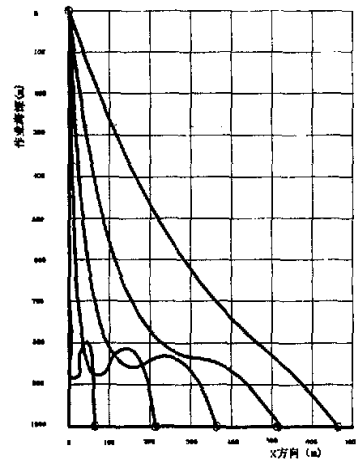


图 4-36 结点反力 (摩擦 $260\text{N/m}^2\cdot\text{m}$)



4-37 管道形状 (摩擦 $260\text{N/m}^2\cdot\text{m}$)

本章小结

本章根据虚功原理, 牛顿-拉斐逊方法建立对输送管道几何非线性有限元分析的基本理论, 根据输送管道的几何非线性特点, 推导出输送管道单元切线刚度矩阵和系统的整体切线刚度矩阵, 为输送系统的计算分析提供了理论依据。

根据深海采矿对输送系统的要求, 分析了输送系统的主要参数、系统的工作模式和运动规划, 然后根据 10 种不同工况参数值的 1000m 深海采矿中试系统的输送系统进行了计算分析。从计算分析可以得出如下结论:

1. 简单输送系统不能满足深海采矿的要求, 采用在输送管道下段安装浮体材料的方法, 可以得到十分理想的软管输送系统, 采矿车的最大工作半径达 450m。参数值 (4) 的浮力比参数值 (3) 的浮力增加 50%, 水平力 F_{x2} 的变化量为 $3.3\sim 0.3\text{KN}$ 。因此, 当浮力大于分布段管道在水中重力某一值时, 增加浮力不能明显改善管道对采矿车的作用力 F_{x2} 。
2. 采矿车运动速度和运动模式对输送系统影响很大。当采矿车以 1m/s 的速度从 663.3m 运动到 113.3m 处, 水平力 F_{x2} 的减少量为 $43.3\sim 15.3\text{KN}$, 采矿车以种模式运行, 海水阻力能减少管道对采矿车的水平作用 F_{x2} , 对采矿车的运行十分有利。当采矿车以 1m/s 的速度从 113.3m 运动到 663.3m 处, 水平力 F_{x2} 的增加量为 $34.4\sim 71.8\text{KN}$, 采矿车以种模式运行, 管道对采矿车的水平作用 F_{x2} 在海水阻力作用下显著增加, 对采矿车的运行十分不利。因此, 系统工作时, 采矿车和采矿船需要采用合适的运动速度和运动模式。
3. 采矿船的运动速度和运动模式对输送系统影响很大。当采矿船 1m/s 从 263.3m 运动到 613.3m 处, 与只有海流与海浪作用的情况相比, 水平力 F_{x2} 的减少量为 $5.1\sim 5.5\text{KN}$, 采矿船采用上述运动模式, 有利于改善管道对采矿车的作用力。
4. 在 1.7m/s 的海流的作用下, 水平力 F_{x2} 的变化量为 $-3.8\sim -0.05\text{KN}$; 在 6 级海浪的作用下,

水平力 F_{x2} 的变化量为 $-1 \sim -0.45\text{KN}$ ，因此，海流和海浪对管道下端水平力 F_{x2} 的影响很小。海流和海浪对管道上端的受力影响较大，对管道空间形状影响较小。

5. 管道内流体的摩阻对输送管道的形状的影响很小，对输送管道两端的结点反力有影响。当管道内流体的摩阻为 $260\text{N/m}^2\cdot\text{m}$ ，采矿车从 663.3m 运动到 113.3m 处，由于摩阻的影响， F_{x2} 的增加量为 $1.9 \sim 0.25\text{KN}$ 。

第五章 正交各向异性弹性材料的输送系统静态分析

由于橡胶管道具有很好的柔韧性,在海洋采矿中,橡胶管道被认为是深海采矿输送管道的首选。橡胶软管材料可以认为是一种正交各向异性弹性材料,因此,需要对正交各向异性弹性材料的输送系统进行几何非线性力学分析,研究各种外载对输送系统的影响。

5.1 橡胶管道的性能

橡胶管道的截面由多层不同性质的材料构成,这些材料的性能决定了橡胶管道的性能。目前,还不存在一种标准的橡胶管道作为海洋采矿的输送管道。橡胶管道的种类较多,由于深海采矿要求输送管道有很好的轴向强度并能承受管内较大的压力,只有在轴向和径向都有加强材料的橡胶管道,才有可能作为未来海洋采矿的输送管道,现分别对它们的性能进行分析。两种典型的橡胶管道如下图所示:

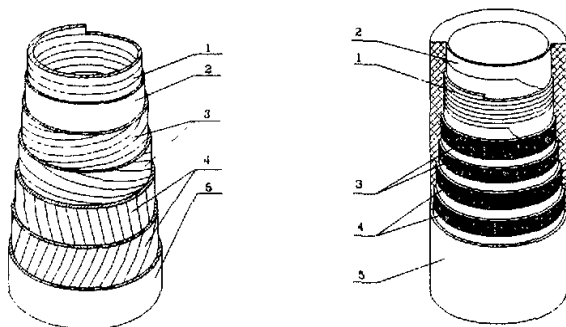


图 5-1 橡胶管道示意图

从上图可知,这两种橡胶管道由五层组成,其构成层各自的作用如下:

1. 内支持层。内支持层由具有抗磨性能较好的扁型材料缠绕而成,具有固定管道形状和抗磨损的功能。
2. 密封层。此层是由橡胶组成,主要起密封作用,在右图中,此层还具有抗磨能力。
3. 径向加强层。径向加强层由缠绕方向相反的两层高强度的材料构成,缠绕方向与管道轴线几乎成 90° ,起抵抗管内压力的作用;
4. 轴向加强层。轴向加强层同样由缠绕方向相反的两层高强度的扁钢条组成,缠绕方向与管道轴线成 $30\sim 40^\circ$,起抵抗轴向拉力的作用;
5. 保护层。管道保护层的材料是橡胶,抵抗磨损和腐蚀作用。

橡胶管道一般由上述五个基本层组成,层与层之间可以用橡胶粘结,管道的径向和轴向加强层可以是扁型钢条、钢丝网、碳纤维等材料。如图 5-1 右图所示,内支持层还可以添加抗磨性能好的里层。

橡胶管道的性能由管道的构成材料的性能和结构决定。上述橡胶管道的结构决定了其具有较高的抗拉强度,同时具备较好的柔韧性,适用于作为深海采矿的输送管道。管道的抗拉和抗弯的性能分析如下。

设长度为 l_i 的管道内缠绕材料在拉力作用下伸长 Δl_i ，则扁材料的拉伸变形率为：

$$\varepsilon_i = \frac{\Delta l_i}{l_i} \quad (5.1-1)$$

当长度为 L 管道在受到同样大小的拉力作用下伸长 ΔL ，则管道的拉伸变形率为：

$$\varepsilon_g = \frac{\Delta L}{L} \quad (5.1-2)$$

管道轴向拉伸时，管道拉伸变形与加强材料变形之间的关系如下图所示：

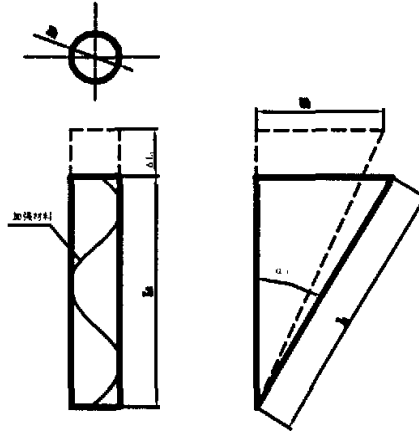


图 5-2 管道拉伸变形与缠绕材料变形之间的关系

图中 5-2: L 为管道的长度; l_i 是长为 L 的管道中单根缠绕材料的长度; R_i 为缠绕层中心的管道直径; α_i 为加强材料的缠绕角度; ε_R 为管道拉伸时, 管道直径的变形率。

管道受力拉伸后管道的周长为：

$$U_i = 2\pi(R_i + \Delta R_i) \quad (5.1-3)$$

对拉伸变形过程中的扭转变形忽略后, 其几何关系如下：

$$U_i^2 + (L_i + \Delta L_i)^2 = (l_i + \Delta l_i)^2 \quad (5.1-4)$$

$$\left. \begin{aligned} \sin \alpha_i &= 2\pi R_i / l_i \\ \cos \alpha_i &= L_i / l_i \end{aligned} \right\} \quad (5.1-5)$$

将(5.1-1)、(5.1-2)、(5.1-3)和(5.1-5)式代入(5.1-4)式, 并忽略二次项 (ε_i^2 、 ε_g^2 、 ε_R^2) 后, 得拉伸变形的关系为：

$$\varepsilon_i = \varepsilon_g \cos^2 \alpha_i + \varepsilon_R \sin^2 \alpha_i \quad (5.1-6)$$

设管道某层由 n 根加强材料缠绕而成, 作用于单根加强材料上的拉力为 F_i , 作用于管道上的拉力为 F , 则:

$$F = \sum_{i=1}^n F_i \cos \alpha_i \quad (5.1-7)$$

根据材料力学, 则:

$$E'_g A \varepsilon_g = \sum_{i=1}^n E_i A_i \varepsilon_i \cos \alpha_i \quad (5.1-8)$$

式中: E'_g 、 E_i : 分别为管道某层的拉伸弹性模量和加强材料的拉伸弹性模量;

$$A$$
、 A_i : 分别为管道和单根加强材料的截面积, $\sum_{i=1}^n A_i = A \cos \alpha_i$ 。

根据上式, 可到管道某层的拉伸弹性模量为:

$$E'_g = \frac{1}{A} \sum_{i=1}^n E_i A_i \cos \alpha_i (\cos^2 \alpha_i + \frac{\varepsilon_R}{\varepsilon_g} \sin^2 \alpha_i) \quad (5.1-9)$$

从上式分析可知, 当管道的结构参数和材料参数确定后, 管道某层的拉伸弹性模量 E'_g 与管道的轴向拉伸率 ε_g 和径向拉伸率 ε_R 有关, 而轴向拉伸率 ε_g 与轴向拉力大小有关, 径向拉伸率 ε_R 与管道的内压力有关。

从上述分析可知, 管道某层的抗拉弹性模量 E'_g 随作用于管道上的拉力和管道内的压力变化而变化。设管道某层的抗弯弹性模量为 E'_w , 管道某层的抗弯弹性模量随作用于管道上的弯矩和管道内的压力变化而变化, 管道某层的抗弯弹性模量 E'_w 与拉伸弹性模量 E'_g 不同。

上述理论分析只能对橡胶管道性能作定性分析, 当对输送系统进行有限元分析时, 需要对管道材料的等效抗弯弹性模量 E'_w 和等效拉伸弹性模量 E'_g 作定量分析。管道材料的等效抗弯弹性模量 E'_w 和等效拉伸弹性模量 E'_g 是沿管道材料厚度方向, 代入管道材料各层的抗弯弹性模量 E'_w 与拉伸弹性模量 E'_g 积分而得。

根据德国 Hannover 大学 G.E.Rosemeier 和 W.Zielke 对由不同材料组成的橡胶管道在不同的内部压力和轴向力作用下的实验分析^[24], 管道材料的等效拉伸弹性模量为 $E_g = 10^{10} \sim 10^{11} (N/m^2)$, 管道材料的等效抗弯弹性模量为 $E_w = 10^8 \sim 10^9 (N/m^2)$, $E_g = (10^2 \sim 10^3) E_w$ 。

5.2 橡胶管道的刚度矩阵

在第四章对 1000m 中试输送系统进行几何非线性静态分析时, 假设组成管道的材料为各向同性弹性材料, 采用管道的抗弯弹性模量作为材料的弹性模量进行分析。从上节橡胶管道的性能分析可知, 管道材料的等效抗拉弹性模量 E_g 是等效抗弯弹性模量 E_w 的 100~1000 倍。

采用等效抗弯弹性模量 E_w 对输送系统分析时, 计算得到的管道伸长量比实际伸长量长, 对输送管道的形状和两端结点反力都有一定的影响。

由于管道为抗拉弹性模量 E_g 和抗弯弹性模量 E_w 不相等的弹性体, 因此, 针对该种情况对输送系统进行力学分析十分必要。对该种仍为弹材料的输送管道进行力学分析, 仍然适合采用几何非线性理论^[90, 91]。根据有限元几何非线性理论, 同样可得管单元的切线刚度矩阵 $[k_T]$ 为:

$$[k_T] = [k_0] + [k_\sigma] + [k_L] \quad (5.2-1)$$

从上式可知, 管单元的切线刚度矩阵的形式与各向同性管单元的切线刚度矩阵相同, 但材料管单元线性刚度矩阵 $[k_0]$ 、初始刚度矩阵 $[k_L]$ 和初应力刚度矩阵 $[k_\sigma]$ 与各向同性管单元的值不同。线性刚度矩阵 $[k_0]$ 由拉伸和弯曲刚度叠加而成, 因此, 可得到该种管单元的线性刚度矩阵 $[k_0]$ 为:

$$[k_0] = \begin{bmatrix} \frac{E_g A}{l} & 0 & 0 & -\frac{E_g A}{l} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12E_w I}{l^3} & \frac{6E_w I}{l^2} & 0 & \frac{12E_w I}{l^3} & \frac{6E_w I}{l^2} \\ 0 & \frac{6E_w I}{l^2} & \frac{4E_w I}{l} & 0 & \frac{6E_w I}{l^2} & \frac{2E_w I}{l} \\ -\frac{E_g A}{l} & 0 & 0 & \frac{E_g A}{l} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12E_w I}{l^3} & -\frac{6E_w I}{l^2} & 0 & \frac{12E_w I}{l^3} & -\frac{6E_w I}{l^2} \\ 0 & \frac{6E_w I}{l^2} & \frac{2E_w I}{l} & 0 & -\frac{6E_w I}{l^2} & \frac{4E_w I}{l} \end{bmatrix} \quad \text{对 称} \quad (5.2-2)$$

从上述公式分析可知, 材料管单元线性刚度矩阵 $[k_0]$ 与管道材料等效弯曲弹性模量和等效拉伸弹性模量有关, 与各向同性弹性的管单元的线性刚度矩阵 $[k_0]$ 的计算公式 (4.2-20) 完全不同。

对于管单元的初始刚度矩阵 $[k_L]$ 和初应力刚度矩阵 $[k_\sigma]$, 采用第四推导材料各向同性弹

性管单元的初始刚度矩阵 $[k_L]$ 和初应力刚度矩阵 $[k_\sigma]$ 的方法，在理论可得到表达式，在此不作进一步分析。

根据管单元的切线刚度矩阵 $[k_T]$ ，通过坐标变换和单元矩阵叠加，可以得到输送系统的整体切线刚度矩阵 $[K_T]$ 。

根据橡胶软管材料的结构，可以近似地将管壁材料当作一种正交各向异性弹性材料，在对输送管道进行力学分析时，按正交各向异性弹性材料处理比较合适，或者假设海洋采矿所使用的输送管道的材料是一种正交各向异性弹性材料。当按正交各向异性弹性材料对输送系统进行力学分析时，管道材料在 X 方向的弹性模量取管道材料的等效抗拉弹性模量 E_g ，管道材料在 Y 和 Z 方向的弹性模量取管道材料的等效抗弯弹性模量 E_w 。

5.3 在重力和浮力作用下的输送系统

5.3.1 简单输送系统分析

当采矿车的工作速度较低，海流的速度和海浪较小时，与第四章的分析方法相同，首先只对考虑重力和浮力作用下的简单输送系统进行力学分析。表 5-1 中列出了两种简单输送系统参数，两种参数值中的管道材料为正交各向异性弹性材料，管道的抗拉弹性模量 E_g 和抗弯弹性模量 E_w 分别为不同的值，参数值（1）为 1000m 深海采矿中试系统，参数值（2）为 5000m 深海采矿系统。

表 5-1 输送系统参数

参数名称	参数符号	单位	参数值(1)	参数值(2)
采矿系统作业水深	h	m	1000	5000
输送管道长度	L	m	1200	6000
管道材料抗拉弹性模量	E_g	N/m ²	4×10^{10}	1×10^{11}
管道材料抗弯弹性模量	E_w	N/m ²	4×10^8	4×10^8
管道材料密度	ρ_g	Kg/m ³	1700	1700
管道外径	D_o	m	0.26	0.26
管道内径	D_i	m	0.20	0.20
输送流体密度	ρ_m	Kg/m ³	1100	1100

一、输送系统为参数值（1）的力学分析

表 5-1 中的参数值（1）与第四章表 4-1 的参数值（1）相比较可知，表 5-1 中的参数值（1）中管道材料为正交各向异性弹性，其抗拉弹性模量 E_g 和抗弯弹性模量 E_w 的值不同，其他参数都与表 4-1 的参数值（1）相同，并且，表 5-1 中参数值（1）的抗弯弹性模量 E_w 与表 4-1 中参数值（1）的弹性模量 E 相同。图 5-3、5-4 和 5-5 是采用表 5-1 中的参数值（1）计算的结果。

从图 5-3 与图 4-4 比较分析可知，采矿车从 63.3m 至 453.3m 处，两图的结点反力几乎相同。由于表 5-1 中的参数值（1）的抗拉弹性模量 E_g 是抗弯弹性模量 E_w 的 100 倍，因此，

管道拉深变形量小，当采矿车从 453.3m 处向远处行驶，结点反力增加十分迅速。

从图 5-4 与图 4-5 比较分析可知，当采矿车离采矿船近时，管道所受拉力较小，两图的管道形状几乎一致。当采矿车距离采矿船 663.3m 处时，由于管道伸长量小，图 5-4 中管道几乎成一直线。

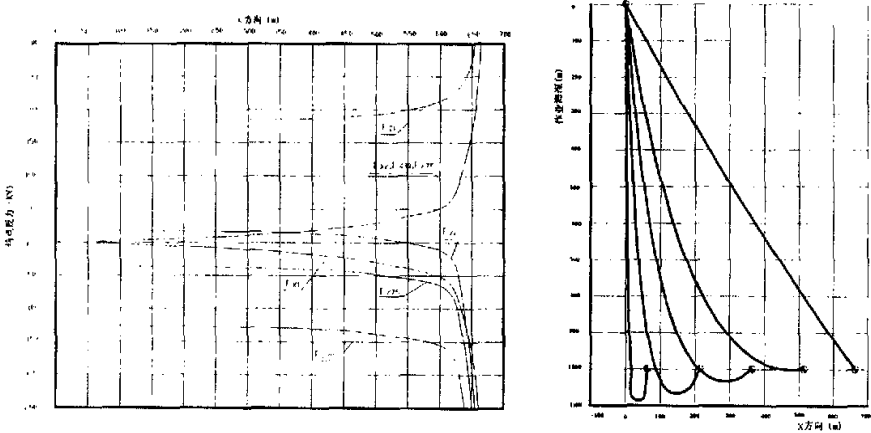


图 5-3 简单系统的结点反力 (1000m)

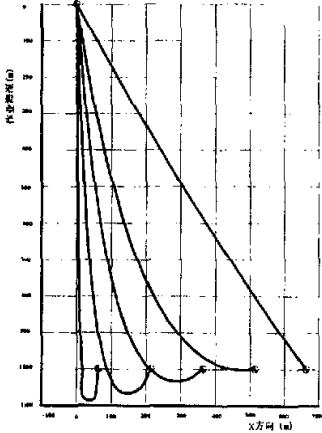


图 5-4 输送管道形状 (1000m)

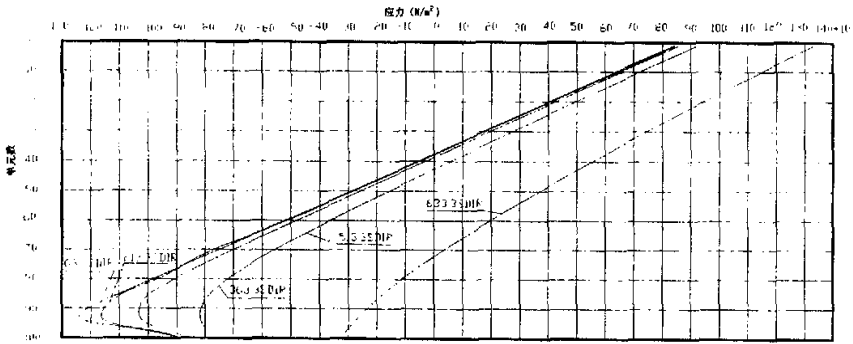


图 5-5 管道在不同位置的平均应力 (1000m)

由于管道材料的抗拉弹性模量 E_s 值很大，管道弯曲应力也很大，因此，不能与管道的平均应力绘制在同一图上，此章将不对管道最大弯曲应力进行分析，而只对管道的平均应力进行分析。由图 5-5 与 4-6 比较分析可知，当采矿车离采矿船近时，两图中管道的平均应力几乎一致，当采矿车离采矿船较远时，图 5-5 中管道的平均应力增加明显。

当对其他参数值的输送系统，分别采用各向同性弹性材料和正交各向异性的弹性材料进行计算比较时，同样可以得到上述结论。因此，对于正交弹性各向异性的输送管道，以管道的抗弯弹性模量 E_w 作为计算值，采用各向同性弹性材料进行计算分析，当管道所受拉力较小时，计算结果误差很小，而当管道所受拉力较大时，计算结果误差较大。由于采矿车不能在承受很大拉力的情况下工作，即采矿车不能行驶离采矿船较远处，因此，第四章对 1000m 钻结壳采矿中试输送系统的计算分析是可行的。

二. 输送系统为参数值（2）的力学分析

表 5-1 中参数值（2）是一种 5000m 深海采矿简单输送系统的参数值，图 5-6、5-7 和 5-8

是采用参数值（2）计算的结果。

从图 5-6 分析可知，5000m 输送系统的结点反力比 1000m 中试系统增加了几倍。从计算结果可知，在采矿车离采矿船 3266m 处，管道对采矿车的水平作用力 $F_{x2}=885.2\text{KN}$ ；在 2316m 处， $F_{x2}=126.7\text{KN}$ ；在 1516m 处， $F_{x2}=82.4\text{KN}$ ，在 716m 处， $F_{x2}=16.6\text{KN}$ 。由此可知，管道对采矿车的水平作用力很大。

从图 5-7 可知，当采矿车在离采矿船较近的地方工作时，管道下垂至海底，系统不能正常工作。由图 5-8 分析可知，采矿车在 716 至 2316 的半径范围内工作，输送管道的平均应力变化很小。

由管道对采矿车的水平作用力和管道的形状分析可知，简单输送系统不能在实际中得到应用，只有在输送管道下段安装浮体材料，管道对采矿车的作用力减小和管道形状改善的情况下，软管输送系统才能具有应用价值。

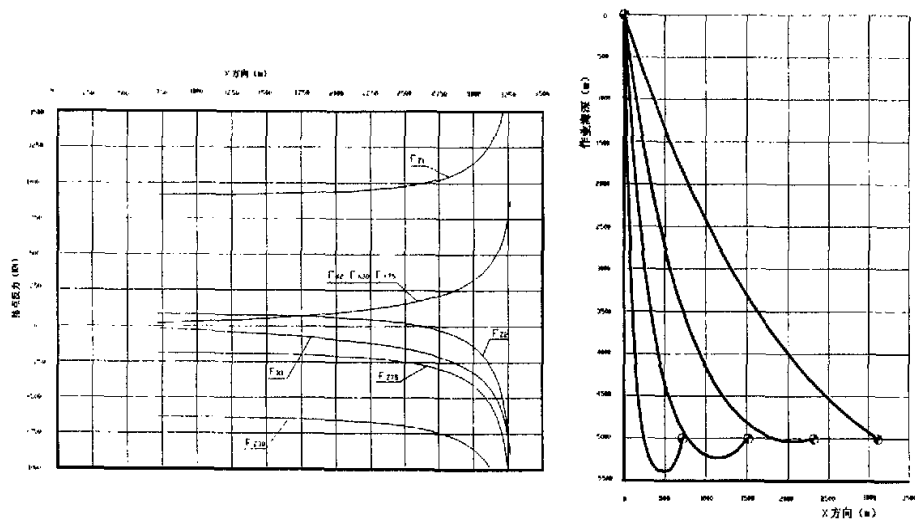


图 5-6 简单系统的结点反力（5000m）

图 5-7 输送管道形状（5000m）

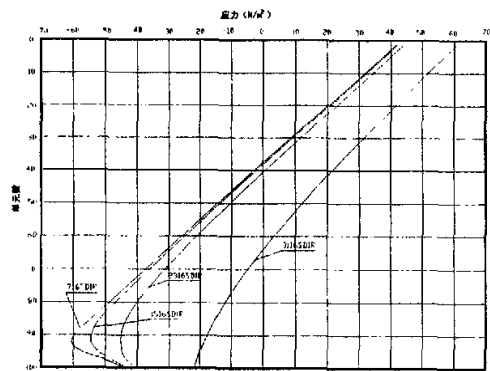


图 5-8 管道在不同位置的平均应力（5000m）

5.3.2 安装有浮体材料的输送系统分析

表 5-2 中为两种下段安装浮体材料的 5000m 深海采矿输送系统的参数值。参数值（3）除在管道下段浮力分布为 300N/m，此外，其它参数与表 5-2 中的参数值（2）相同。

表 5-2 输送系统参数

参数名称	参数符号	单位	参数值(3)	参数值(4)
采矿系统作业水深	h	m	5000	5000
输送管道长度	L	m	6000	6000
管道材料抗拉弹性模量	E_g	N/m^2	$1 \cdot 10^{11}$	$1 \cdot 10^{11}$
管道材料抗弯弹性模量	E_w	N/m^2	$4 \cdot 10^8$	$4 \cdot 10^8$
管道材料密度	ρ_g	Kg/m^3	1700	1300
管道外径	D_o	m	0.26	0.23
管道内径	D_i	m	0.20	0.20
浮力		N/m	300	70
浮体长度(结点 80-99)		m	1200	1200
输送流体密度	ρ_m	Kg/m^3	1100	1100

一. 输送系统为参数值（3）的力学分析

图 5-9、5-10 和 5-11 是采用参数值（3）计算的结果。与表 5-1 中参数值（2）简单系统的计算结果比较分析可知，由于浮力的提升作用，所有结点反力都有明显的减少，特别是作用于采矿车上水平力 F_{x2} 得到明显的减少。从计算数据分析可知，采矿车离采矿船 3216m 处，管道对采矿车的水平作用力 $F_{x2}=458.3KN$ ；在 2316m 处， $F_{x2}=71KN$ ；在 1516m 处， $F_{x2}=27KN$ ；在 716m 处， $F_{x2}=7.2KN$ 。管道对采矿车的作用力得到明显的改善，当系统要求将 F_{x2} 控制在 50KN 以下时，采矿车的工作半径将达到 2000m。

从图 5-10 分析可知，采矿车在 716~3216m 的工作半径范围内，管道不会下垂到海底，只须防止采矿车离采矿船的水平距离太近而造成软管的弯曲半径太小或者软管打折的情况出现。

从图 5-11 与图 5-8 比较分析可知，管道上端的拉应力得到明显减少，采矿车在 716~2316m 的工作半径范围内工作，管道的平均拉应力变化很小。

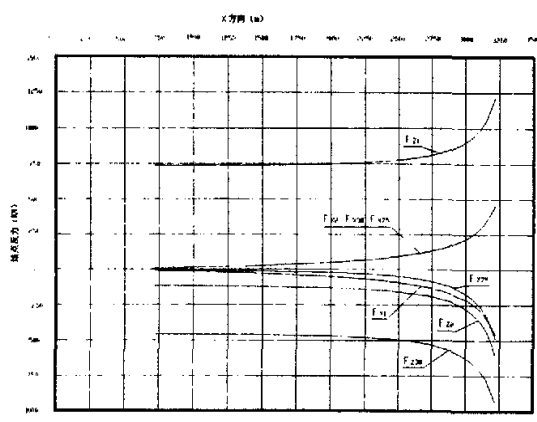


图 5-9 系统的结点反力

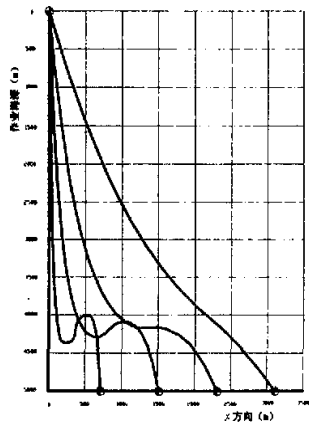


图 5-10 输送管道形状

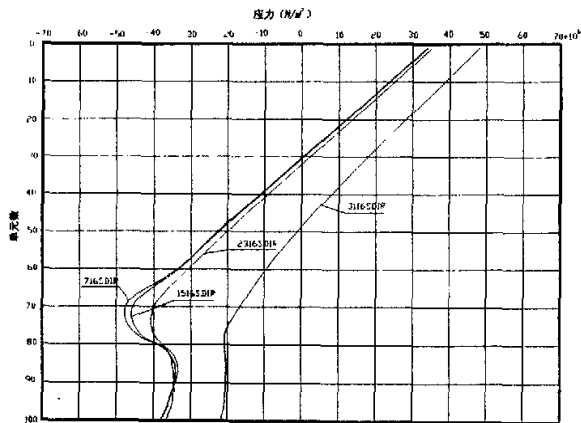


图 5-11 管道在不同位置的平均应力

二. 输送系统为参数值（4）的力学分析

参数值（3）中的管道为大洋协会提供的橡胶输送管道参数，其管壁加强材料为钢丝，因此管壁材料的密度较大。当输送管道很长，管道的重量对输送系统的性能起决定性的影响。从上述 1000m 中试系统与 5000m 输送系统的计算分析可知，5000m 输送系统的结点反力和平均应力增长了几倍，特别是管道对采矿车的工作产生很大影响的水平作用力 F_{x2} 的增加，对采矿系统的工作十分不利，因此，需要研究出密度较小、强度高和耐磨性能好的管道应用于深海采矿。

碳纤维密度为 1380kg/m^3 ，其强度与钢材接近，橡胶的密度为 900kg/m^3 。若采用碳纤维作为加强材料，理论上能得到一种密度小于 1300kg/m^3 ，强度和耐磨性能都很好的输送管道。

表 5-2 中的参数值（4）为采用碳纤维作为加强材料的橡胶管道，其管道材料密度为 1300kg/m^3 ，管壁厚度为 15mm。由于管道重量轻，在管道下段的浮力分布可以减少，浮力分布为 70N/m 。由于所需浮力减小，输送系统对浮体材料的要求降低，易于实现。

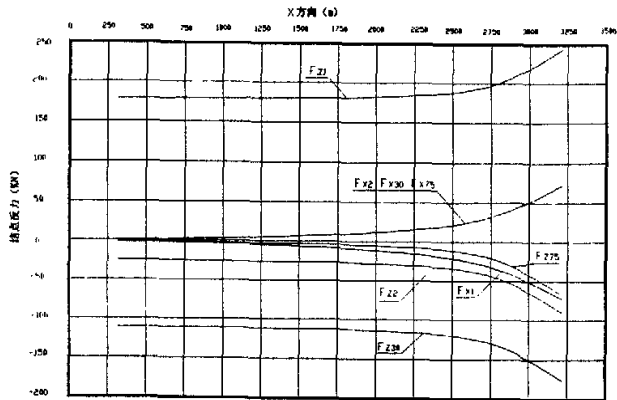


图 5-12 系统的结点反力

图 5-12、5-13 和 5-14 是采用参数值（4）计算的结果。从图 5-12 可知，管道的结点反力成倍减少。从计算数据分析可知，在采矿车离采矿船 3116m 处，管道对采矿车的水平作用力 $F_{x2}=72.6\text{KN}$ ；在 2216m 处， $F_{x2}=14.9\text{KN}$ ；在 1316m 处， $F_{x2}=4.8\text{KN}$ ；在 716m 处， $F_{x2}=1.5\text{KN}$ 。

参数值(4)比参数值(3)中的管道材料密度减少了 400Kg/m^3 , 只减少了 23%, 而水平作用力 F_{x2} 只有参数值(3)在相应位置的 20~24%。当系统要求将 F_{x2} 控制在 20KN 以下, 采矿车的工作半径将达到 2500m , 因此, 作用于采矿车上的水平力 F_{x2} 减少很多, 采矿车的工作半径得到扩大。

从图 5-13 可知, 采矿车在 $716\sim 3266\text{m}$ 的工作半径范围内, 管道的形状很好。从图 5-14 可知, 管道的平均应力成倍减少。

从上述计算分析可知, 管道密度只减少了 400kg/m^3 , 而输送系统的性能得到显著改善, 因此, 应尽量采用密度小的管道作为输送管道。

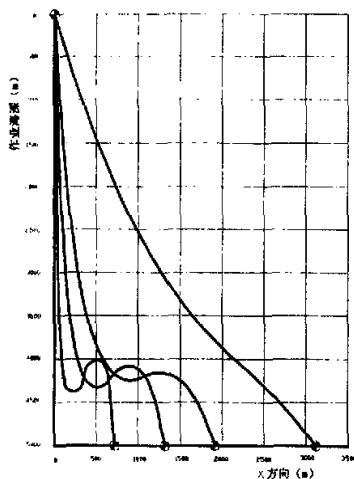


图 5-13 输送管道形状

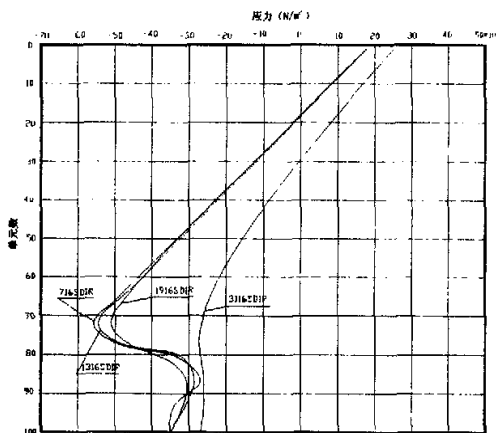


图 5-14 管道在不同位置的平均应力

三. 采矿车以模式 a 运动的输送系统力学分析

图 5-15、5-16、5-17 和 5-18 是采矿车以图 4-3 运动规划中的采矿模式 a, 分别在 $X=1816\text{m}$ 和 $X=516\text{m}$ 两直线上运行, 采用参数值(3)计算得到的结果。

图 5-15 和 5-16 为采矿车在 $X=1816\text{m}$, $Y=0\sim 2500\text{m}$ 直线上运行的结点反力图和管道形状在 XZ 和 YZ 两平面内的投影。根据对称原理, 同样可以得出采矿车在 $Y=-2500\sim 0\text{m}$ 范围内运动时的结点反力图和管道空间形状。

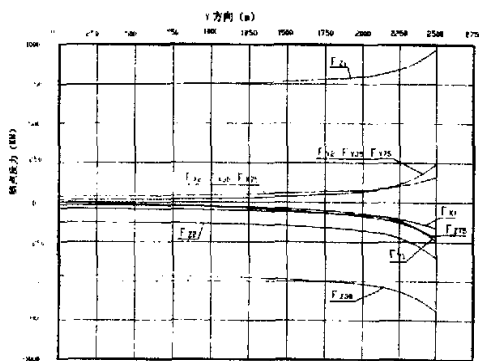
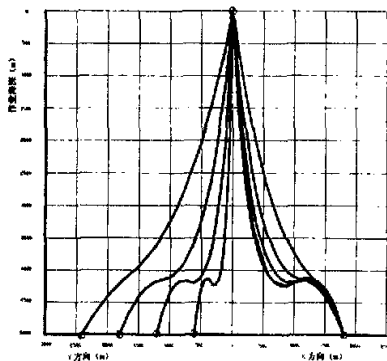


图 5-15 结点反力 (UX1500m)



5-16 管道形状 (UX1500m)

从图 5-15 可知,当 $Y=0$ 时, $F_{X2}=38.8\text{KN}$ 、 $F_{Y2}=0$; 当 $Y=1200\text{m}$ 时, $F_{X2}=49.8\text{KN}$ 、 $F_{Y2}=32.9\text{KN}$; 当 $Y=2500\text{m}$ 时, $F_{X2}=161\text{KN}$ 、 $F_{Y2}=221\text{KN}$ 。 F_{X2} 对采矿车产生倾翻力矩, F_{Y2} 阻碍采矿车运动, 如果需要控制 F_{X2} 和 F_{Y2} 在 50KN 以内, 采矿车的工作范围应为 $Y=-1200\sim1200\text{m}$ 。

从图 5-16 可知, 管道的空间形状十分理想, 能保证输送系统正常工作。管道的平均应力可以采用图 5-11 分析, 因此, 没有必要作应力分析。

图 5-17 和 5-18 为采矿车在 $X=2800\text{m}$, $Y=0\sim3100\text{m}$ 直线上运行时的结点反力和管道形状在 XZ 和 YZ 两平面内的投影。根据对称原理, 同样可以得出采矿车在 $Y=-3100\sim0\text{m}$ 范围内运动时的结点反力图 and 管道空间形状。

从图 5-17 可知, 当 $Y=0$ 时, $F_{X2}=3.67\text{KN}$ 、 $F_{Y2}=0$; 当 $Y=1200\text{m}$ 时, $F_{X2}=8.1\text{KN}$ 、 $F_{Y2}=18.8\text{KN}$; 当 $Y=2000\text{m}$ 时, $F_{X2}=13\text{KN}$ 、 $F_{Y2}=50.5\text{KN}$; 当 $Y=3100\text{m}$ 时, $F_{X2}=53.6\text{KN}$ 、 $F_{Y2}=322\text{KN}$ 。 如果需要控制 F_{X2} 和 F_{Y2} 在 50KN 以内, 采矿车的工作范围应为 $Y=-2000\sim2000\text{m}$ 。由图 5-18 可知, 管道的形状能满足系统要求。

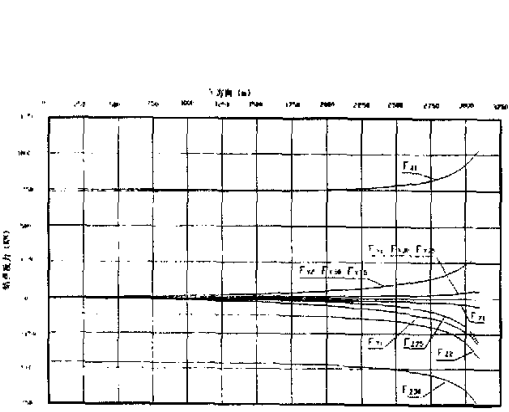
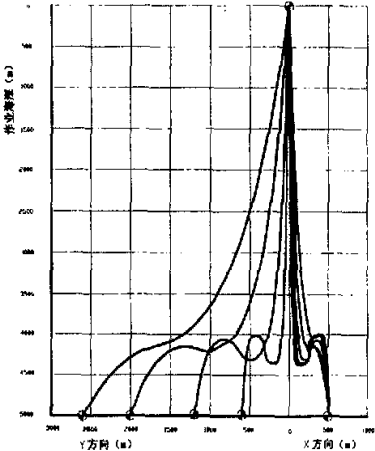


图 5-17 结点反力 (UX2800m)



5-18 管道形状 (UX2800m)

从上述两种情况分析可知, 当采矿船停泊不动, 采矿车采用 a 种模式运行, 采矿车的采矿场范围为 $2.4\times1.3\text{km}=3.12\text{km}^2$ 。由此可知, 当采矿深度增加, 输送管道增长时, 采矿车的工作范围也随之增大。如果采用密度小的管道作为输送管道, 管道对采矿车的作用力将成倍减小, 采矿车的工作范围进一步扩大。

5.4 在重力、浮力和海水阻力作用下的输送系统

5.4.1 采矿车运动速度对输送系统的影响

采矿车在海底工作、采矿船在海面运动并牵引输送管道运动, 根据第四章的分析, 若只考虑海水与管道的水平相对速度, 可以采用静态分析方法, 分析海水阻力对输送管道的影响。海水阻力的计算公式和管道各结点的速度的计算方法与第四章相同。表 5-3 中的参数值 (5) 中采矿车以 1m/s 的速度, 从距离采矿船 3316m 处向采矿船运动; 而参数值 (6) 中采矿车以 1m/s 的速度, 向远离采矿船方向运动, 其他参数与表 5-2 的参数值 (3) 相同。

表 5-3 输送系统参数

参数名称	参数符号	单位	参数值(5)	参数值(6)
采矿系统作业水深	h	m	5000	5000
输送管道长度	L	m	6000	6000
管道材料抗拉弹性模量	E_g	N/m^2	$1*10^{11}$	$1*10^{11}$
管道材料抗弯弹性模量	E_w	N/m^2	$4*10^8$	$4*10^8$
管道材料密度	ρ_g	Kg/m^3	1700	1700
管道外径	D_o	m	0.26	0.26
管道内径	D_i	m	0.20	0.20
法向阻力系数	C_D	1	1	1
输送流体密度	ρ_m	Kg/m^3	1100	1100
海水密度	ρ_l	Kg/m^3	1025	1025
浮体长度(结点 80-99)		m	1200	1200
浮力		N/m	300	300
输送流体密度	ρ_m	Kg/m^3	1100	1100
采矿车运动速度	v	m/s	-1	1

一. 输送系统为参数值（5）的力学分析

图 5-19、5-20 和 5-21 为采用参值（5）计算得到的结果。比较图 5-19 与图 5-9 的可知，由于海水阻力的作用，图 5-19 中的 X 方向的结点反力从上端到下端逐渐增加。当采矿车在 3216m 位置时，作用于采矿车上的水平力 $F_{X2}=105KN$ ，在 2316m 处， $F_{X2}=38KN$ ；在 1516m 处， $F_{X2}=-69KN$ ；在 1116m 处， $F_{X2}=-78KN$ 。与参数值（3）计算的结果相比可知，采矿车从 3216m 运动到 1116m 处，水平力 F_{X2} 的减少量为 353.3~93.6KN，采矿车以种模式运行，海水阻力能显著减少管道对采矿车的水平作用 F_{X2} ，对采矿车的运行十分有利。

从图 5-20 可知，当采矿车行驶至离采矿船 1116m 处时，管道出现了很小的弯曲半径，如果采矿车继续向前行驶，管道将打折，系统不能继续工作。

从图 5-21 与 5-11 比较分析可知，图 5-21 中的平均拉应力有一定的减少。采矿车在半径 2316m 范围内工作时，管道的平均应力变化较小。

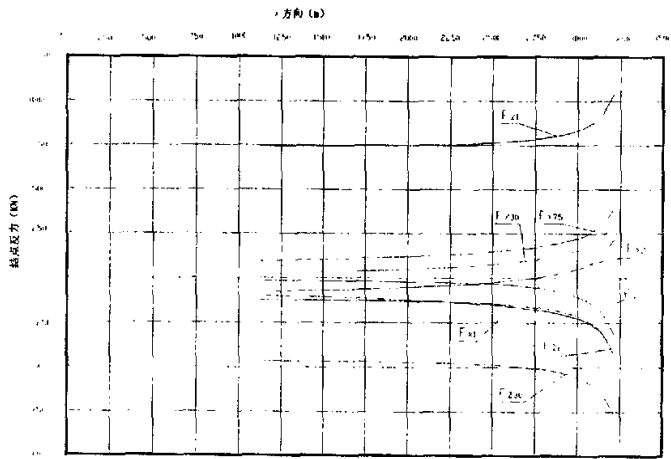
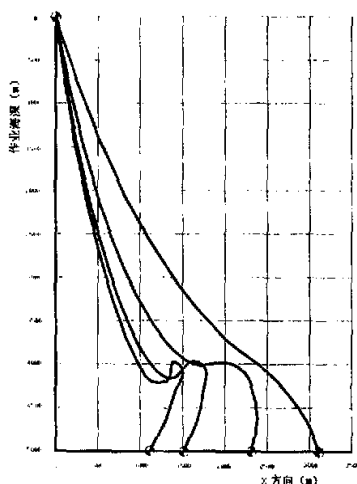
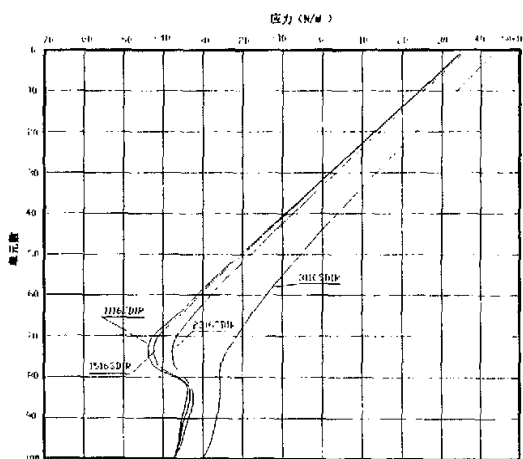


图 5-19 系统的结点反力（采矿车 $v_k=-1m/s$ ）

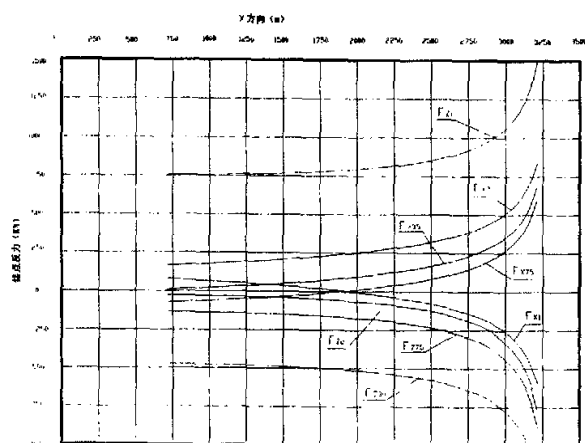
图 5-20 输送管道形状 (采矿车 $v_k=1\text{m/s}$)图 5-21 管道的平均应力 (采矿车 $v_k=1\text{m/s}$)

二. 输送系统为参数值 (6) 的力学分析

图 5-22、5-23 和图 5-24 为采用参数值 (6) 计算得到的结果。比较图 5-22 与 4-19 可知, 图 5-22 中的结点反力值变化明显, X 方向的结点反力值有明显的增加。从计算结果可知, 当采矿车在 316m 位置时, 作用于采矿车上的水平力 $F_{x2}=150\text{KN}$, 在 1116m 位置时 $F_{x2}=182.8\text{KN}$, 在 2316m 位置时 $F_{x2}=289\text{KN}$, 在 3116m 位置时 $F_{x2}=617.7\text{KN}$ 。与参数值 (3) 计算的结果相比可知, 采矿车从 1116m 运动到 3116m 处, 水平力 F_{x2} 的增加量为 167~320KN, 采矿车以种模式运行, 海水阻力管道对采矿车的水平作用 F_{x2} 显著增加, 对采矿车的运行十分不利。

从图 5-23 分析可知, 采矿车以此种模式运行时, 管道不会出现弯曲半径过小和打折的现象。从图 5-24 与 5-21 比较分析可知, 管道平均拉应力有一定的增加。

从上述分析可知, 当采矿车在 X 轴上作往返运动, 管道形状和管道对采矿车的作用力变化都很大, 对输送系统工作不利, 采矿车不宜采用该模式运行。

图 5-22 系统的结点反力 (采矿车 $v_k=1\text{m/s}$)

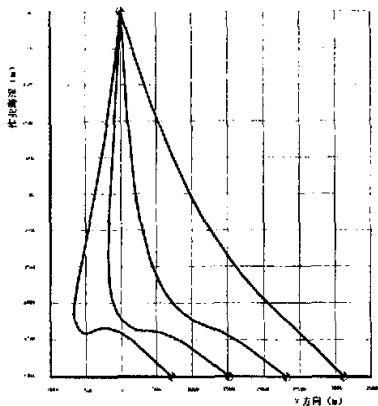


图 5-23 输送管道形状 (采矿车 $v_k=1\text{m/s}$)

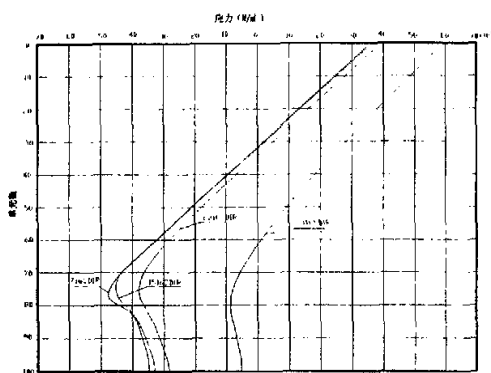


图 5-24 管道的平均应力 (采矿车 $v_k=1\text{m/s}$)

5.4.2 海流、海浪和采矿船运动对输送系统的影响

表 5-4 中的参数值 (7) 考虑了 1.7m/s 海流与 6 级海浪在同一方向联合对管道的作用，而参数值 (8) 考虑了 1.7m/s 海流、6 级海浪和采矿船以 1m/s 速度运行时三个相对速度同时作用于管道上的情况，海水相对于管道的速度的计算方法与第四章相同。

表 5-4 输送系统参数

参数名称	参数符号	单位	参数值(7)	参数值(8)
采矿系统作业水深	h	m	5000	5000
输送管道长度	L	m	6000	6000
管道材料抗拉弹性模量	E_g	N/m^2	1×10^{11}	1×10^{11}
管道材料抗弯弹性模量	E_w	N/m^2	4×10^8	4×10^8
管道材料密度	ρ_g	Kg/m^3	1700	1700
管道外径	D_o	m	0.26	0.26
管道内径	D_i	m	0.20	0.20
法向阻力系数	C_D		1	1
输送流体密度	ρ_m	Kg/m^3	1100	1100
海水密度	ρ_l	Kg/m^3	1025	1025
浮体长度(结点 80-99)		m	1200	1200
浮力		N/m	300	300
输送流体密度	ρ_m	Kg/m^3	1100	1100
海流速度	v	m/s	1.7	1.7
海浪		级	6	6
采矿船运动速度		m/s	0	1

一. 输送系统为参数值 (7) 的力学分析

图 5-25、5-26 和 5-27 是采用参数值 (7) 计算得到的结果。参数值 (7) 为 1.7m/s 海流和 6 级海浪同向联合作用于管道的情况。在海流海浪的联合作用，海面的海水流速为 2.95m/s，在海深 100m 处的海流速度为 0.575m/s，在海深 200m 处的海流速度为 0.21m/s，在海深 400m 以下的海流速度为 0.1m/s。

比较图 5-25 与图 5-9 可知, 由于海浪和海流作用于管道的上端, 除 X 方向的结点反力 F_{X1} 值增加较大外, 所有结点反力的变化不大。 F_{X2} 变化较小, 从计算结果可知, 当采矿车在 3216m 位置时 $F_{X2}=448.5\text{KN}$, 在 2516m 位置时 $F_{X2}=89\text{KN}$, 在 1316m 位置时 $F_{X2}=18.9\text{KN}$, 在 716m 位置时 $F_{X2}=5.6\text{KN}$ 。与参数值 (3) 计算的结果相比可知, 采矿车从 3216m 运动到 716m 处, 水平力 F_{X2} 的减小为 9.8~1.6KN, 海流和海浪对水平作用力 F_{X2} 的影响很小。

图 5-26 与图 5-10 相比较, 管道形状差别不大。从计算结果可知, 由于海浪和海流的作用, 图 5-26 中管道上端向海浪运动方向有少量偏移。比较图 5-27 与 5-11 可知, 管道的平均应力变化很小。

从上述分析可知, 海浪和海流对输送管道上端结点反力 F_{X1} 的影响较大, 而对其它结点反力的影响很小, 对输送管道形状的影响也不大。因此, 海浪和海流的运动对海底采矿和输送系统的性能影响很小。

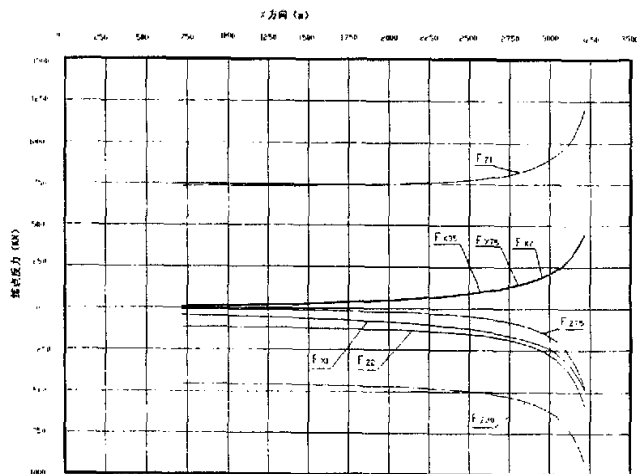


图 5-25 系统的结点反力 (海流 $v_s=1.7\text{m/s}$ 海浪 6 级)

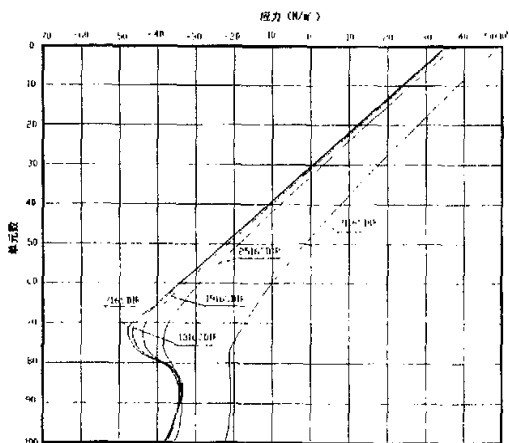
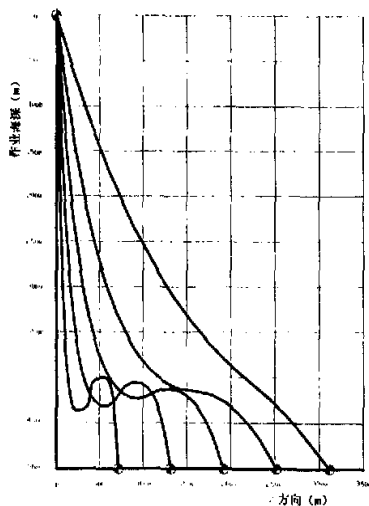


图 5-26 输送管道形状 (海流 $v_s=1.7\text{m/s}$ 海浪 6 级) 图 5-27 管道的平均应力 (海流 $v_s=1.7\text{m/s}$ 海浪 6 级)

二. 输送系统为参数值(8)的力学分析

图 5-28、5-29 和 5-30 是采用参数值(8)计算得到的结果。参数值(8)为 1.7m/s 海流和 6 级海浪同向联合作用于管道, 同时, 采矿船牵引管道以 1m/s 的速度行驶的情况, 即三个速度在同一方向作用于管道上。

绘制图 5-28 结点反力和 5-29 管道形状时, 图 5-28 的坐标原点建立在采矿船上。为了反映管道的运动情况, 图 5-29 的坐标与图 5-28 不同。

分析图 5-28 可知, 由于管道上端在采矿船的牵引下运动并受到海流和海流的作用, 上端 F_{X1} 的值有很大增加。从计算结果可知, 当采矿车离采矿船 716m 处时 $F_{X2}=-13.5\text{KN}$, 在 1316m 处时 $F_{X2}=-3.9\text{KN}$, 在 2216m 处时 $F_{X2}=17.6\text{KN}$, 在 3116m 处时 $F_{X2}=119\text{KN}$ 。与参数值(3)计算的结果相比可知, 采矿船从 3116m 运动到 716m 处, 水平力 F_{X2} 的减小量为 178.7~20.7KN, 与只受海流与海浪作用的情况相比下降了许多。从分析可知, 采矿船采用上述运动模式, 有利于改善管道对采矿车的作用力。

由图 5-29 可知, 采矿船的运动对管道的形状影响很大, 因此, 采矿系统工作时, 应控制采矿船的运动速度和运动模式。由图 5-30 分析可知, 采矿船的运动对管道的拉应力有一定的影响。

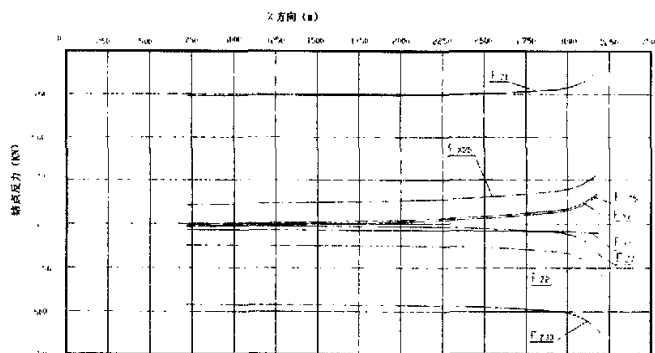


图 5-28 结点反力 (采矿船 $u=1\text{m/s}$)

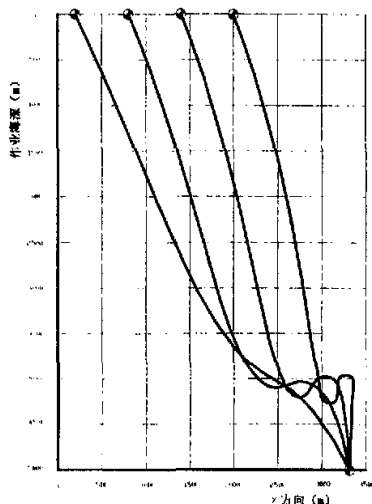


图 5-29 管道形状 (采矿船 $u=1\text{m/s}$)

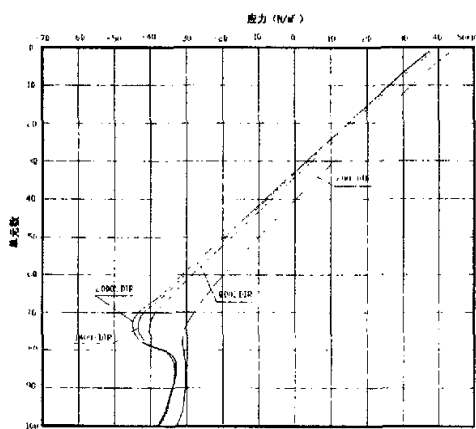


图 5-30 应力分布图 (采矿船 $u=1\text{m/s}$)

从上述分析可以得到与第四章相同的结论：海流和海浪对管道上端的结点反力有较大的影响，对管道下端的结点反力和管道的形状影响较小。采矿车运动对管道产生很大的阻力，对管道两端的结点反力和管道形状影响都很大。因此，采矿船在更换采矿场，应采用合适的运动速度和运动模式，确保系统安全工作。

5.5 在重力、浮力和管内流体作用下的输送系统

表 5-5 中的参数值 (9) 考虑了流体由于摩擦引起的压力损失对输送系统的影响，其他参数与表 5-2 中的参数值 (3) 相同，流体的压力损失按第四章的方法计算，单位长度输送管道内流体的压力损失为 $260\text{N/m}^2\cdot\text{m}$ 。

表 5-5 输送系统参数

参数名称	参数符号	单位	参数值(9)
采矿系统作业水深	h	m	5000
输送管道长度	L	m	6000
管道材料抗弯弹性模量	E_w	N/m^2	$4 \cdot 10^8$
管道材料抗拉弹性模量	E_g	N/m^2	$1 \cdot 10^{11}$
管道材料密度	ρ_g	Kg/m^3	1700
管道外径	D_o	m	0.26
管道内径	D_i	m	0.20
浮力		N/m	300
浮体长度(结点 80-99)		m	1200
输送流体密度	ρ_m	Kg/m^3	1100
管道单位长度压力损失		$\text{N/m}^2\cdot\text{m}$	260

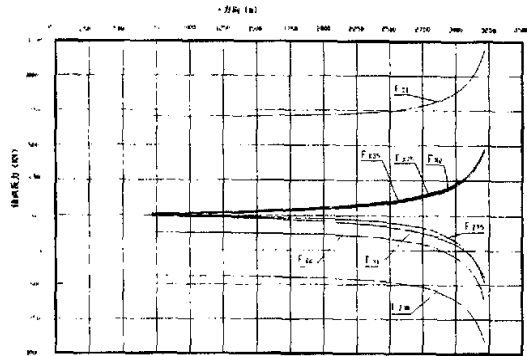


图 5-31 结点反力（摩擦 $260\text{N/m}^2\cdot\text{m}$ ）

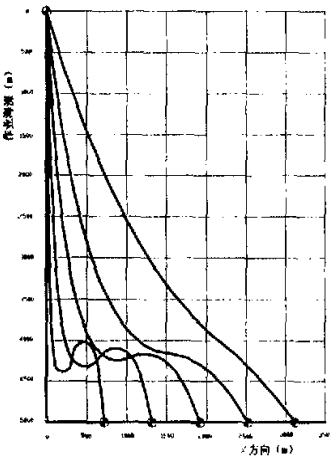


图 5-32 管道形状（摩擦 $260\text{N/m}^2\cdot\text{m}$ ）

图 5-31 和 5-32 是由参数值 (9) 计算得到的结果。比较分析图 5-31 与 5-9 可知，流体的摩擦对结点反力有一定的影响，由于流体摩擦的作用，X 方向的结点力不相等。当采矿车在 3216m 位置时 $F_{x2}=472\text{KN}$ ，在 1916m 位置时 $F_{x2}=52.5\text{KN}$ ，在 1316m 位置时 $F_{x2}=25.9\text{KN}$ ，

在 716m 位置时 $F_{X2}=10.4\text{KN}$ 。与参数值 (3) 计算的结果相比可知, 采矿车从 3216m 运动到 716m 处, 水平力 F_{X2} 的增加量为 13.7~3.2KN, 流体的摩阻损失, 使水平结点反力 F_{X2} 增加。

从图 5-32 可知, 管道的形状与采用参数值 (3) 计算的结果相似。从上述分析可知, 流体的摩阻损失对输送系统的影响不大。

本章小结

本章根据输送管道的结构, 首先从理论上对管道的机械性能进行了定性分析, 确定了输送管道的材料近似为正交各向异性弹性材料。然后对 1 种 1000m 深海采矿中试系统和 8 种不同工况参数的 5000m 深海采矿输送系统进行了计算分析, 从计算分析可以得出如下结论:

- 1、对于正交各向异性弹性材料的输送管道, 采用各向同性弹性材料进行计算分析, 当管道所受拉力较小时, 计算结果误差很小。由于采矿车在离采矿船较近的地方工作, 管道所受拉力较小, 因此证明了第四章的计算分析是可行的。
- 2、简单输送系统不能满足采矿系统要求, 必须在输送管道下段安装浮体材料, 才能得到十分理想的软管输送系统, 当作业水深为 5000m, 采用 6000m 输送管道, 采矿车的开采范围半径达 2000m。
- 3、管道材料的密度对输送性能影响很大。对于 5000m 输送系统, 当管道材料密度从 1700Kg/m^3 减小到 1300Kg/m^3 , 只减少了 23%, 而水平作用力 F_{X2} 只有原来的 20~24%, 管道对采矿车的水平作用力显著减小, 采矿车的工作范围得到扩大。因此, 为了改善输送系统性能, 应采用密度小的输送管道。
- 4、采矿车运动速度和运动模式对输送系统影响很大。对于 5000m 输送系统, 当采矿车以 -1m/s 的速度从 3216m 运动到 1116m 处, 水平力 F_{X2} 的减少量为 353.3~93.6KN, 采矿车以种模式运行, 海水阻力能显著减少管道对采矿车的水平作用 F_{X2} , 对采矿车的运行十分有利; 当采矿车以 1m/s 的速度从 1116m 运动到 3116m 处, 水平力 F_{X2} 的增加量为 167~320KN, 采矿车以种模式运行, 海水阻力管道对采矿车的水平作用 F_{X2} 显著增加, 对采矿车的运行十分不利。
- 5、采矿船的运动速度和运动模式对输送系统影响很大。对于 5000m 输送系统, 当采矿船 -1m/s 的速度从 3116m 运动到 716m 处, 水平力 F_{X2} 的减小量为 178.7~20.7KN, 采矿船采用该运动模式, 有利于改善管道对采矿车的作用力。
- 6、海流和海浪对管道上端的受力有一定影响, 而对管道下端的受力和管道形状的影响较小。对于 5000m 输送系统, 当输送管道在 1.7m/s 与 6 级海浪作用下, 采矿车从 3216m 运动到 716m 处, 水平力 F_{X2} 的减小为 9.8~1.6KN, 海流和海浪对水平作用力 F_{X2} 的影响很小。
- 7、管道内流体的摩阻对输送管道的形状的影响很小, 对输送管道两端的结点反力有影响。对于 5000m 输送系统, 当管道内流体的摩阻为 $260\text{N/m}^2\cdot\text{m}$, 采矿车从 3216m 运动到 716m 处, 由于摩阻的影响, F_{X2} 的增加量为 13.7~3.2KN。

第六章 输送系统几何非线性动力学分析

输送系统工作时, 需要对如下情况进行动力学分析: 1, 输送系统在采矿船和采矿车的牵引下作复杂的运动, 当考虑管道惯性荷对输送系统的影响。2, 当考虑管道内的流体运动的惯性载荷对输送系统的影响。3, 波浪的水质点做周期性的椭圆运动, 当考虑海浪循环载荷对输送系统的影响。4, 采矿船或浮动平台在海浪的作用下椭圆运动, 牵引运动输送系统上端作椭圆运动, 对在该种情况下运动的输送系统进行分析。

6.1 输送系统动力学分析理论

6.1.1 系统动力学平衡方程

对输送系统进行动力学分析时, 当考虑系统的惯性力, 而不考虑系统的阻尼作用的情况下, 根据达朗贝尔 (D'Alembert) 虚功原理, 建立系统的动力学方程。虚功原理的表达式为:

$$\int [N]^T \{p'\} dV + \int [N]^T \{q\} dS + \{F\}^e = [K'] \{\delta\}^e \quad (6.1-1)$$

式中: $[N]$ 为形函数矩阵, 仍然取静态分析时位移表达式 (4.2-13) 中的形函数; $[p']$ 为单元上的体积力; $[q]$ 为单元上的面积力; $\{F\}^e$ 为单元上的集中力; $[K']$ 为单元刚度矩阵, 当考虑几何非线性时, $[K'] = [K']_r$; $\{\delta\}^e$ 为单元的结点位移。

设单元的质量密度为 ρ , 单元内部各点的加速度 $\{f''\}$ 可以用单元结点的加速度 $\{\delta''\}^e$ 表示为:

$$\{f''\} = [N] \{\delta''\}^e \quad (6.1-2)$$

单元中的分布惯性力为:

$$\{p_m\} = -\rho \{f''\} = -\rho [N] \{\delta''\}^e \quad (6.1-3)$$

设单元中的体积力矩阵是 $[p]$, 计及惯性力后, 表示为:

$$[p'] = [p] - \rho [N] \{\delta''\}^e \quad (6.1-4)$$

将上式代入虚功原理的表达式 (6.1-1), 得:

$$\int [N]^T \{p'\} dV + \int [N]^T \{q\} dS + \{F\}^e = [K] \{\delta\}^e + \int \rho [N]^T [N] dV \quad (6.1-5)$$

根据上式, 单元的等效结点力 $\{R\}^e$ 和单元质量矩阵 $[M']$ 分别为:

$$\{R\}^e = \int [N]^T \{p'\} dV + \int [N]^T \{q\} dS + \{F\}^e \quad (6.1-6)$$

$$[M'] = \int \rho [N]^T [N] dV \quad (6.1-7)$$

将(6.1-6)和(6.1-7)式代入(6.1-5)式,得单元动力平衡方程为:

$$[M']\{\delta''\}^e + [K']\{\delta\}^e = \{R\}^e \quad (6.1-8)$$

按照有限单元法的集合方法,根据上式可以得到系统的动力平衡方程为:

$$[M]\{\delta''\} + [K]\{\delta\} = \{R\} \quad (6.1-9)$$

式中: $\{R\}$: 系统等效结点载荷矢量,根据第三章输送系统载荷分析可得:

$[K]$: 系统的刚度矩阵,当管道材料为弹性材料时,根据第四章的管单元的刚度矩阵求得;当管道材料为正交各向异性弹性材料时,根据第五章的管单元的刚度矩阵求得:

$[M]$: 整体质量矩阵,由单元质量矩阵集合而成。

6.1.2 输送系统质量矩阵

根据(4.2-10)式得到形函数矩阵 $[N]$ 为:

$$[N] = \begin{bmatrix} N_u \\ N_v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h(x)A_1^{-1} \\ H(x)A_2^{-1} \end{bmatrix} \quad (6.1-10)$$

将上式代入(6.1-7)式的单元质量矩阵 $[M']$,并考虑输送管道内的流体质量和与管道一起运动的海水的附加质量,得:

$$[M'] = \begin{bmatrix} \frac{M_t}{3M_a} & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{M_t}{6M_a} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{13}{35} & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{9}{70} & 0 & 0 & \frac{13l}{420} \\ 0 & 0 & \frac{13}{35} & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{9}{70} & \frac{13l}{420} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{11l}{210} & \frac{l^2}{105} & 0 & 0 & \frac{13l}{420} & 0 & -\frac{l^2}{140} & -\frac{l^2}{140} \\ 0 & \frac{11l}{210} & 0 & 0 & \frac{l^2}{105} & 0 & 0 & \frac{13l}{420} & -\frac{l^2}{140} & -\frac{l^2}{140} \\ \frac{M_t}{6M_a} & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{M_t}{3M_a} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{9}{70} & 0 & 0 & \frac{13l}{420} & 0 & \frac{13}{35} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{9}{70} & \frac{13l}{420} & 0 & 0 & 0 & \frac{13}{35} & \frac{11l}{210} & \frac{l^2}{105} \\ 0 & 0 & \frac{13l}{420} & -\frac{l^2}{140} & 0 & 0 & 0 & \frac{11l}{210} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{13l}{420} & 0 & 0 & -\frac{l^2}{140} & 0 & \frac{11l}{210} & 0 & 0 & \frac{l^2}{105} \end{bmatrix} \quad \text{对 称} \quad (6.1-11)$$

式中: M_t : 沿单元法向运动的质量, $M_t = (M_w + M_{int} + M_{add})l$;

M_o ：沿单元轴向运动的质量， $M_o = (M_w + M_{int})l$ ；

M_w ：单位长度管道质量， $M_w = \frac{\pi}{4} \rho_g (D_o^2 - D_i^2)$ ；

M_{int} ：单位长度管道内流体的质量， $M_{int} = \frac{\pi}{4} \rho_m D_i^2$ ；

M_a ：随单位长度管道一起运动的海水质量， $M_{add} = \frac{\pi}{4} C_l \rho_l D_o^2$ ， C_l 为系数，与海水性质和管道的表面质量有关。

根据上式求得管单元的质量矩阵，然后集成成整体质量矩阵。当系统划分成 100 个单元，系统有 101 个结点，系统质量矩阵 $[M]$ 为一个 505×505 矩阵。

6.2 输送系统模态分析

由于输送系统在工作过程中承受了动力载荷，因此，需要通过模态分析，确定输送系统的振动特性。

表 6-1 为在第四章和第五章静力分析时的三种输送系统参数值，参数值（1）为 1000m 中试输送系统，管道材料为线性各向同性弹性材料；参数值（2）为 1000m 中试输送系统，管道材料为正交各向异性弹性材料；参数值（3）为 5000m 输送系统，管道材料为正交各向异性弹性材料。

表 6-1 输送系统参数

参数名称	符号	单位	参数值(1)	参数值(2)	参数值(3)
采矿系统作业水深	h	m	1000	1000	5000
输送管道长度	L	m	1200	1200	6000
管道材料抗拉弹性模量	E_g	N/m^2	4×10^8	4×10^{10}	1×10^{11}
管道材料抗弯弹性模量	E_w	N/m^2	4×10^8	4×10^8	4×10^8
管道材料密度	ρ_g	Kg/m^3	1700	1700	1700
管道外径	D_o	m	0.26	0.26	0.26
管道内径	D_i	m	0.20	0.20	0.20
输送流体密度	ρ_m	Kg/m^3	1100	1100	1100

通过对表 6-1 中的三种输送系统值进行模态分析，可以得到三种输送系统的频率如下表 6-2。由表 6-1 中的参数值（1）和参数值（2）分析可知，两种输送系统为 1000m 钴结壳中试系统，参数值（1）的管道材料为弹性材料，参数值（2）为正交各向异性弹性材料，两种输送系统其他参数相同，从系统的频率特性分析可知，两种输送系统的频率特性完全不同，因此对输送系统进行动态分析时，必须了解材料的物理特性。

参数值（3）为 5000m 深海输送系统，管道材料为正交各向异性弹性材料，从系统的频率特性分析可知，系统频率很低。

采矿区海浪振动周期为 $T_w = 10$ 秒，海浪频率为 $\omega = 2\pi / T_w = 0.632$ ，海浪频率远远低于输送系统前十阶固有频率。

表 6-2 输送系统频率

频率	参数值(1)	参数值(2)	参数值(3)
1	0.28731E-07	0.0000	0.66437E-07
2	0.16606E-04	0.23484E-03	0.14853E-04
3	0.16606E-04	0.23484E-03	0.14853E-04
4	0.66424E-04	0.93934E-03	0.59410E-04
5	0.66424E-04	0.93934E-03	0.59410E-04
6	0.14946E-03	0.21134E-02	0.13367E-03
7	0.14946E-03	0.21134E-02	0.13367E-03
8	0.26570E-03	0.37567E-02	0.23764E-03
9	0.26570E-03	0.37567E-02	0.23764E-03
10	0.41515E-03	0.58692E-02	0.37131E-03

6.3 输送系统谐响应分析

由第三章海浪运动的分析可知, 海浪作用下的海水质点在水平和垂直方向的运动速度分别为随时间按正弦和余弦变化, 因此, 由水平速度和垂直速度产生的对管道的作用力同样也是正弦和余弦函数。若只考虑水平速度产生的作用力对输送系统的影响, 根据公式 3.4-20 得:

$$v_{wx} = \frac{\partial \phi}{\partial x} = \frac{\pi h_w}{T_w} \exp(k_w z) \cos(k_w x - \omega t) \quad (6.3-1)$$

根据 Morsion 方程, 海水对输送系统的作用力为:

$$q_{m0} = \frac{1}{2} C_D \rho_l D_o v^2_{wx} \quad (6.3-2)$$

若采矿船同时控制几台海底采矿车, 输送管道上端悬挂于图 2-7 所示的浮动平台上, 浮动平台随海浪运动, 由公式 3.4-20 和 3.4-20 积分得管道上端随平台的水平和垂直运动规律:

$$s_{x1} = \frac{h_w}{2} \sin(k_w x - \omega t) \quad (6.3-3)$$

$$s_{z1} = \frac{h_w}{2} \cos(k_w x - \omega t) \quad (6.3-4)$$

由第三章输送系统的参数可知, 海浪的频率 $\omega = 2\pi / T_w = 0.632$, 下面分别就海浪力作用于输送管道以及管道上端在海浪作用下运动两种情况, 对输送系统两端结点反力的谐响应进行分析, 分析频率范围为 0~1.2。

6.3.1 管道材料为各向同性的 1000m 中试输送系统谐响应分析

图 6-1 和 6-2 是表 6-1 中输送系统为参数值(1)时, 输送管道在 6 级海浪力的作用下, 计算得到的上下两端点的结点反力的谐响应图。分析图 6-1 和 6-2 可知, 系统在频率为 0.632 的海浪力作用下, 上下两结点反力的谐响应值很小, 不会对输送系统产生共振。当海浪频率为 1.2 时, 输送系统在海浪力的作用下发生共振, 上下两结点反力的谐响应值迅速增大。

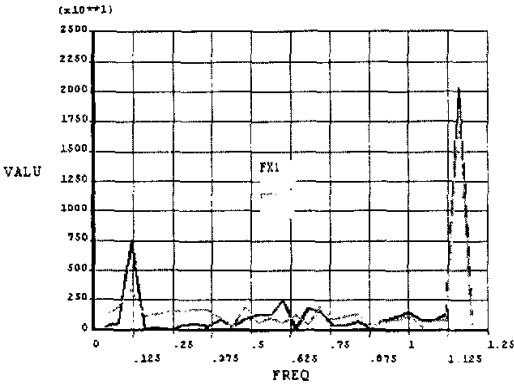


图 6-1 上端结点反力谐响应（6 级海浪力）

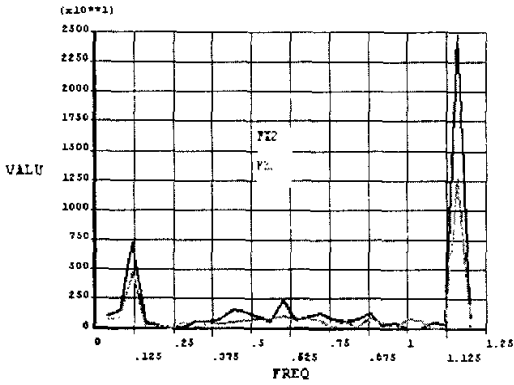


图 6-2 下端结点反力谐响应（6 级海浪力）

图 6-3 和 6-4 是根据表 6-1 中参数值(1)，管道上端点随 6 级海浪运动时（浪高 4m），计算得到的上下两端点反力谐响应图。分析图 6-3 和 6-4 可知，系统在频率为 0.632 的海浪作用下，输送系统上下两结点反力的谐响应值比海浪力作用下情况有较大的增加，并且，下端结点的谐响应值大于上端结点的谐响应值，海浪频率为 0.632 时不会对输送系统产生共振。

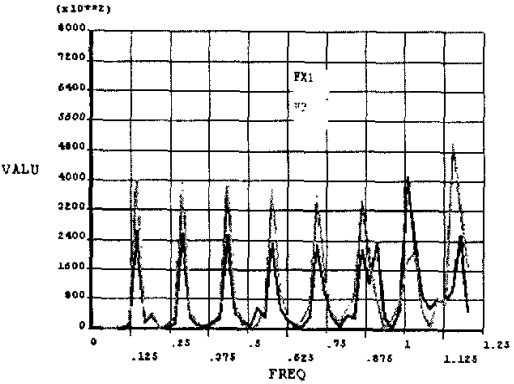


图 6-3 上端结点反力谐响应（6 级海浪高 4m）

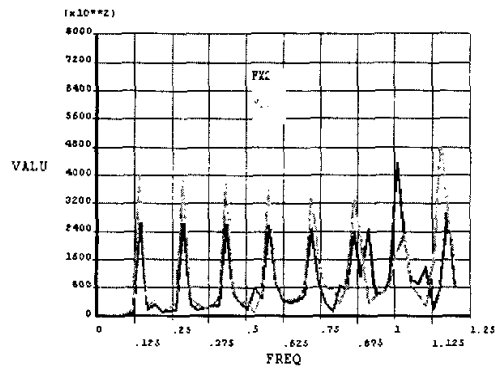


图 6-4 下端结点反力谐响应（6 级海浪高 4m）

6.3.2 管道材料为正交各向异性弹性的 1000m 中试输送系统谐响应分析

图 6-5 和 6-6 是根据表 6-1 中参数值(2)，输送管道在 6 级海浪力作用下，计算得到的上下两端点反力的谐响应图。从图 6-5 和 6-6 分析可知，系统在频率为 0.632 的海浪作用下，上下两结点反力的谐响应值较小，但比参数值（1）计算的结果有一定的增加，海浪频率不会对输送系统产生共振，当海浪频率处于输送系统工振频率时，上下两结点反力的谐响应值将增大。

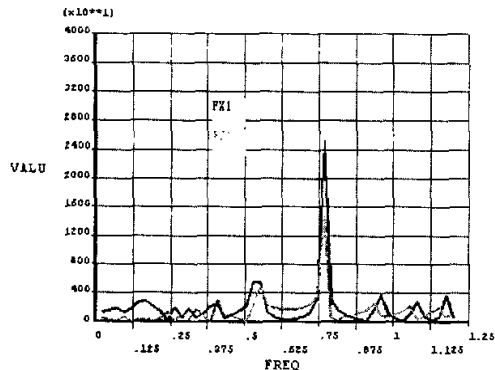


图 6-5 上端结点反力谐响应（6 级海浪力）

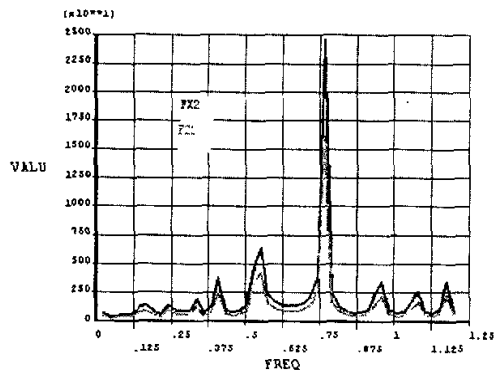


图 6-6 下端结点反力谐响应（6 级海浪力）

图 6-7 和 6-8 是根据表 6-1 中参数值(2)，管道上端点随 6 级海浪运动时(浪高 4m)，计算

得到的上下两端点的结点反力的谐响应图。从图 6-7 和 6-8 分析可知, 系统在频率为 0.632 的海浪作用下, 上下两结点反力的谐响应值比海浪力作用下情况有很大的增加, 海浪频率为 0.632 不会使输送系统产生共振, 海浪频率超过 0.75 后, 随海浪频率增高, 两端结点反力谐响应值增大。从图 6-7 和 6-8 与图 6-5 和 6-6 的比较分析可知, 输送系统上端随海浪运动所引起的两端结点反力谐响应, 比海浪力所引起的两端结点反力谐响应大许多。

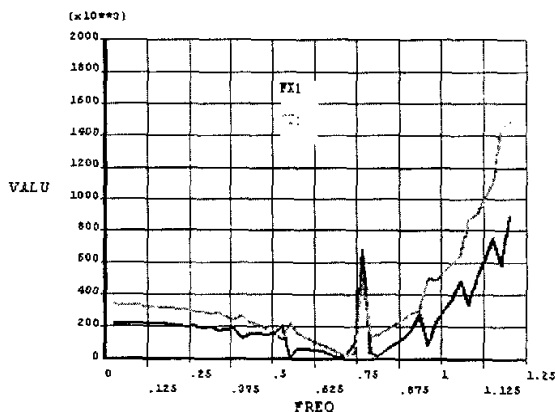


图 6-7 上端结点反力谐响应 (6 级海浪高 4m)

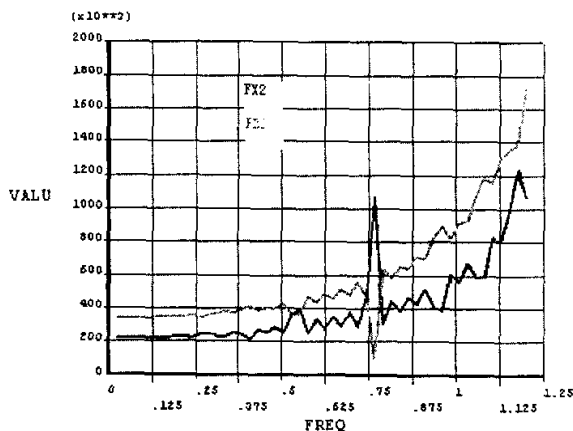


图 6-8 下端结点反力谐响应 (6 级海浪力高 4m)

6.3.3 管道材料为正交各向异性弹性的 5000m 深海采矿输送系统谐响应分析

图 6-9 和 6-10 是根据表 6-1 中参数值(3), 输送管道在 6 级海浪力作用下, 计算得到的上下两端点结点反力的谐响应图。从图 6-9 和 6-10 分析可知, 系统在频率为 0.632 的海浪作用下, 上下两结点反力的谐响应值也很小, 海浪频率不会对输送系统产生共振。从海浪力对该输送系统的两端结点反力谐响应分析可知, 海浪力对该输送系统的影响非常小。

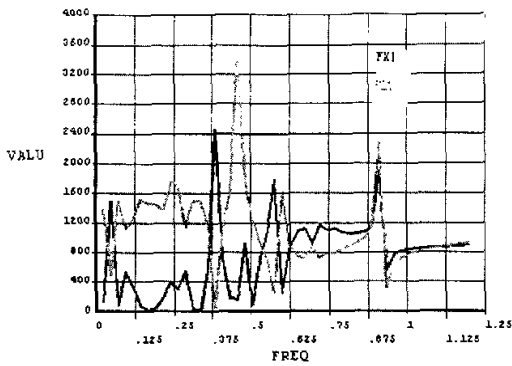


图 6-9 上端结点反力谐响应（6 级海浪）

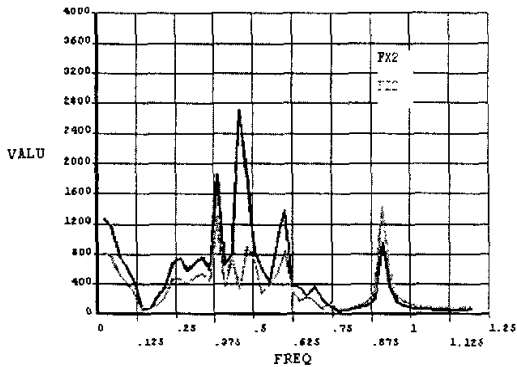


图 6-10 下端结点反力谐响应（6 级海浪）

图 6-11 和 6-12 是根据表 6-1 中参数值(3)，管道上端点随 6 级海浪运动时，计算得到的上下两端点的结点反力的谐响应图。从图 6-11 和 6-12 分析可知，系统在频率为 0.632 的海浪作用下，上下两结点反力的谐响应值比海浪力作用下情况有很大的增加；海浪频率不会对输送系统产生共振。当海浪频率处于输送系统工振频率时，上下两结点反力的谐响应值很大，将对系统产生破坏作用。

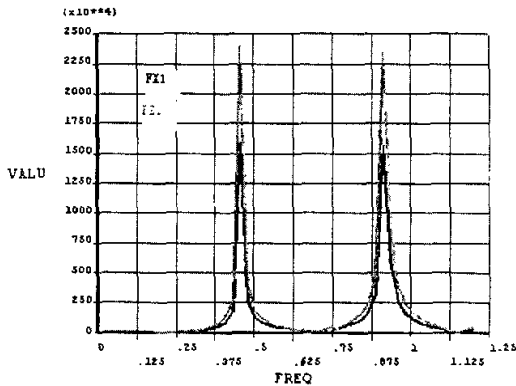


图 6-11 上端结点反力谐响应（6 级海浪）

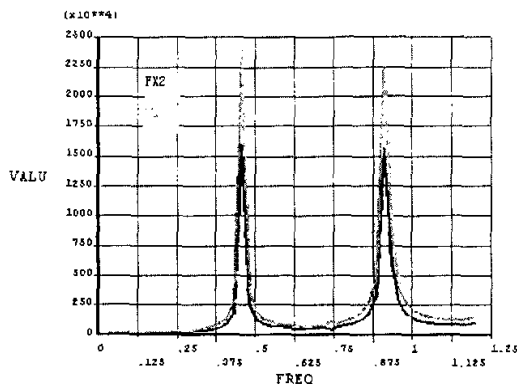


图 6-12 下端结点反力谐响应（6 级海浪）

从上述分析可知，海浪的作用力引起的上下结点的谐响应较小，而管道上端随海浪运动所引起的上下结点的谐响应很大；输送管道下端结点反力谐响应值大于上端结点反力谐响应值；当海浪频率处于输送系统工振频率时，上下两结点反力的谐响应值将增大。因此，需要在管道上端安装波浪补偿器，减小海浪对输送系统的影响。

本章小结

本章根据达朗培尔（D'Alembert）虚功原理，建立了输送系统的动力学方程，并推导出了输送系统的质量矩阵，建立了输送系统动力学分析理论，为输送系统动力学分析提供了理论依据。

通过模态分析，确定了三种输送系统的频率特性。通过对频率特性的分析可知：管道的材料性能不同，输送系统的频率特性也不同，因此，对输送系统进行动力学分析时，必须确定管道材料性能；同种材料的输送系统，系统越大频率越低。

通过对 6 级海浪作用下输送系统的谐响应分析得知：海浪循环作用力引起的上下结点反力的谐响应较小，而管道上端随海浪循环运动所引起的上下结点反力的谐响应很大；输送管道下端结点反力谐响应值大于上端结点反力谐响应值。当海浪频率处于输送系统共振频率时，上下两结点反力的谐响应值很大，将对系统产生破坏作用，需要在管道上端设计波浪补偿器，减小海浪对输送系统的影响。

第七章 输送设备和输送系统力学实验分析

7.1 输送设备实验分析

由储料罐与水泵组合的输送系统在理论上能将矿石从 5000m 的海底输送到海面采矿船上, 据此, 本章将建立储料罐与水泵组合的模拟矿石输送设备, 并对其输送系统原理进行实验分析。通过实验论证输送设备的可行性, 并对储料罐将矿石掺入高压水过程中水力损失进行实验分析, 为输送系统水力分析提供依据。

7.1.1 输送系统实验装置

储料罐与水泵组合的模拟矿石输送设备如图 7-1 所示, 其工作原理为水泵将清水加压, 通过储料罐将矿石掺入到高压水管中进行输送, 主要设备和仪器如下:

- 1、水泵: 型号为 QGD_a3.5-100-1.5, 功率为 1.5KW, 扬程为 100m, 流量为 3.5m³/h, 管径为 1"。
- 2、储料罐: $\Phi 500 \times 1000$ 。
- 3、压力表: 1MPa。
- 4、流量计: $\Phi 25$ 。
- 5、输送管道: 1" (内径 $\Phi 25$)。
- 6、阀门: $\Phi 25$ 。

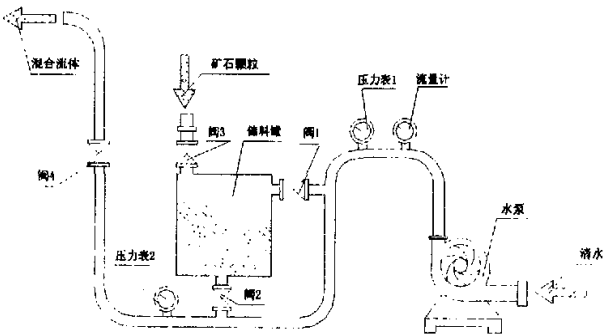


图 7-1 输送系统模拟实验设备

7.1.2 输送系统实验理论

模型实验的基本理论是相似理论, 因此, 必须根据相似理论设计并制造储料罐与水泵组合的输送设备的实验模型, 输送系统模型与真实输送系统应满足几何相似、运动相似条件。
1 几何相似

对于储料罐与水泵组合的输送系统, 分析和研究的对象是管道中运动的流体, 因此, 其主要几何参数为: 输送管道直径和矿石颗粒大小。输送系统模型系统与真实输送系统的主要几何参数应满足相似条件, 即几何相似系数应相等。

首先, 应选择管道的面积相似作为管道的几何相似条件, 因此, 几何相似系数 C_m 为模型管道截面积与真实输送管道的截面积之比:

$$C_m = \frac{D_{iM}^2}{D_{iT}^2} \quad (7.1-1)$$

式中：参数下标 M ：代表模型系统的参数；

参数下标 T ：代表真实系统的参数。

其次，对于输送流体，应选择输送的固体颗粒几何相似，其几何相似系数为：

$$C_s = \frac{d_{sM}}{d_{sT}} \quad (7.1-2)$$

2 运动相似

输送系统运动相似的主要参数是输送能力和输送高度，设计模型时，运动相似系数应相等。根据第二章的理论分析，输送系统的输送能力是矿石的体积流量；而输送高度的运动相似应选择水泵扬程为计算参数。

根据第二章公式(2.4-3)可得到输送系统矿石输送体积流量为：

$$Q_s = Q_m C_V = \frac{\pi}{4} D_i^2 u_m C_V \quad (7.1-3)$$

根据上式，可得到模型系统与输送系统的矿石输送流量系数 C_Q 为：

$$C_Q = \frac{\frac{\pi}{4} D_{iM}^2 u_{mM} C_{VM}}{\frac{\pi}{4} D_{iT}^2 u_{mT} C_{VT}} = C_D^2 C_u C_C = C_m C_u C_C \quad (7.1-4)$$

式中： C_u ：模型系统与真实系统的流体速度比例系数， $C_u = u_{mM}/u_{mT}$ ；

C_C ：模型输送固体颗粒体积浓度与输送系统矿石输送体积浓度系数，

$$C_C = C_{VM}/C_{VT}。$$

假设输送管道和模型管道的出口压力为零，海水的密度与水的密度相等。从第二章输送系统的参数分析可知，输送系统势能和水力损失在水泵扬程中占绝大部分，而流体的动能占很小的部分。因此，分析模型系统和输送系统的运动相似时，只考虑系统势能和水利损失两部分，根据式(2.3-7)得输送系统水泵的扬程为：

$$H_T = \left(\frac{\rho_{mT}}{\rho_w} - 1 \right) h_T + \frac{\rho_{mT}}{\rho_w} \Delta h_{mT} \quad (7.1-5)$$

模型系统水泵的扬程为：

$$H_M = \frac{\rho_{mM}}{\rho_w} h_M + \frac{\rho_{mM}}{\rho_w} \Delta h_{mM} \quad (7.1-6)$$

根据 (7.1-5) 和 (7.1-6) 可得模型系统与输送系统水泵扬程的比例系数 C_H 为：

$$C_H = \frac{\frac{\rho_{mM}}{\rho_w} h_M + \frac{\rho_{mM}}{\rho_w} \Delta h_{mM}}{\left(\frac{\rho_{mT}}{\rho_w} - \frac{1}{\rho_w} \right) h_T + \frac{\rho_{mT}}{\rho_w} \Delta h_{mT}} = \frac{\rho_{mM} h_M}{\left(\frac{\rho_{mT}}{\rho_w} - \frac{1}{\rho_w} \right) h_T} = \frac{\rho_{mM} \Delta h_{mM}}{\rho_{mT} \Delta h_{mT}} \quad (7.1-7)$$

$$C_H = \frac{\rho_{mM} h_M}{(\rho_{mT} - \rho_w) h_T} = C'_\rho C_h \quad (7.1-8)$$

$$C_H = \frac{\rho_{mM} \Delta h_{mM}}{\rho_{mT} \Delta h_{mT}} = C_\rho C_{\Delta h} \quad (7.1-9)$$

式中: C'_ρ : 与输送流体密度有关的比例系数, $C'_\rho = \frac{\rho_{mM}}{(\rho_{mT} - \rho_w)}$;

C_ρ : 模型系统与真实系统输送流体密度比例系数, $C_\rho = \rho_{mM} / \rho_{mT}$;

C_h : 模型系统与真实系统流体输送高度比例系数, $C_h = h_{mM} / h_{mT}$;

$C_{\Delta h}$: 模型系统与真实系统水力损失比例系数, $C_{\Delta h} = \Delta h_{mM} / \Delta h_{mT}$ 。

从水力损失的计算公式(2.4-15)可知, 系统的水力损失与系统许多参数有关, 计算相当复杂, 当模型系统的参数已确定时, 可通过模型管道长度 L_M 来调节比例系数 $C_{\Delta h}$, 从而确定水泵扬程的比例系数 C_H 。

模型系统的流体速度是模型系统的一个重要参数, 必须根据第二章矿石沉降速度计算公式(2.4-11)和流体临界速度计算公式(2.4-12)确定。

7.1.3 输送系统实验结果分析

根据实验系统与真实系统几何相似条件和运动相似条件, $C_m = C_S = C_H = C_Q = 0.1$,

上述模拟实验系统可以对水泵扬程为 $H = 1000\text{m}$, 流量为 $Q_m = 35\text{m}^3/\text{h}$, 管道直径为 $D_i = 200\text{mm}$ 的输系统进行模拟分析。

根据相似理论, 选择颗粒直径 $d_s = 1 \sim 5\text{mm}$ 的河沙作为模拟矿石。储料罐的体积为 0.196m^3 , 由于河沙中存在间隙, 储料罐能装入的河沙体积为 $V_s = 0.18\text{m}^3$ 。

根据式 (2.4-8) 可以计算出模拟输送管道内流体速度 $u_m = 1.96\text{m/s}$; 河沙的密度为 $\rho_s = 2700\text{kg/m}^3$, 根据式 (2.4-11) 和 (2.4-12) 可以计算出河沙的沉降速度 $u_i = 0.38\text{m/s}$, 临界流速 $u_k = 1.8\text{m/s}$ 。由上述计算分析可知, 实验输送系统符合两相流的输送要求。

实验系统的工作原理与真实输送系统相同, 在实验中, 调节图 7-1 中的阀 4 的开口度, 从而调节系统的输送压力, 根据式 (7.1-7), 可以计算出实验系统的输送高度 H_M , 根据式 (7.1-7) 和 (7.1-8) 模拟分析真实系统的扬程 h_T 和输送高度 H_T 。根据式 (7.1-7) 和 (7.1-9)

和第二章管道压力损失计算公式(2.4-15),选择合适的模拟输送管道长度(模拟输送管道长度达为 600m 左右),可以模拟分析真实系统输送管道的压力损失。在本实验中只对真实输送系统的输送高度进行实验分析,而对输送管道压力损失不作分析。

从模拟实验设备可知,通过调节阀 2 的开口度,可以调节流体中矿石体积浓度,根据储料罐中的全部矿石输送所需的时间和流量,可以计算流体中矿石的体积浓度。实验过程中,通过调节流体的矿石体积输送浓度和输送压力,记录储料罐将矿石掺入高压水过程中所产生的压力损失,可分析真实输送系统将矿石掺入高压水过程中的压力损失情况。

表 7-1 是根据模拟输送设备的输送压力和矿石输送浓度,分析真实输送系统的输送高度。

表 7-1 实验数据

实验矿石浓度 C_v	输送压力 H_M (Mpa)	实验输送高度 h_M (m)	真实系统输送高度 h_T (m)
0.098	0.50	42.73	3967.78
0.121	0.50	41.53	3406.12
0.110	0.55	47.01	4365.21
0.119	0.55	45.68	3746.49
0.097	0.60	51.28	4761.71
0.118	0.60	49.83	4086.86
0.100	0.65	55.55	5158.20
0.119	0.65	53.98	4427.22
0.101	0.70	59.83	5555.63
0.120	0.70	58.14	4768.41

从实验结果可知,当模拟输送系统的输送压力为 0.7MPa,输送矿石的体积浓度分别为 10.1% 和 12.0% 时,根据相似理论计算,可得真实输送系统的输送高度分别为 5555.63m 和 4768.41m。由此可知,采用储料罐与高压水泵组合的输送系统,能将矿石从 5000m 的海底输送到海面采矿船上,是一种十分理想的海洋采矿输送设备。

在实验中,无法分辨出两只压力表测量的压力数据的差别,由此可知,模拟输送设备将矿石掺入到高压水中所产生的压力损失很小,根据相似理论,真实输送系统将矿石掺入到高压水中所产生的压力损失也很小。因此,在第二章输送系统水力分析中,忽略矿石掺入高压水中的压力损失,对输送系统水力分析的影响不大。

7.2 输送系统力学实验分析

有限元分析方法能对外载荷和运动模式十分复杂的输送系统进行力学分析,但采用有限元分析的输送系统力学模型是否正确,需要通过实验来验证。

7.2.1 输送系统力学分析的模拟实验装置

根据输送系统的工作环境和输送管道的物理性能建立如图 7-2 所示的模拟实验装置(实验装置为德国 Siegen 大学建立,本人曾于是 2002-2003 年,以访问学者在德国 Siegen 大学工作,参加了 Pro. Schwarz. W 领导的研究所以对输送管道模拟力学实验分析,其实验数据来源于此)。

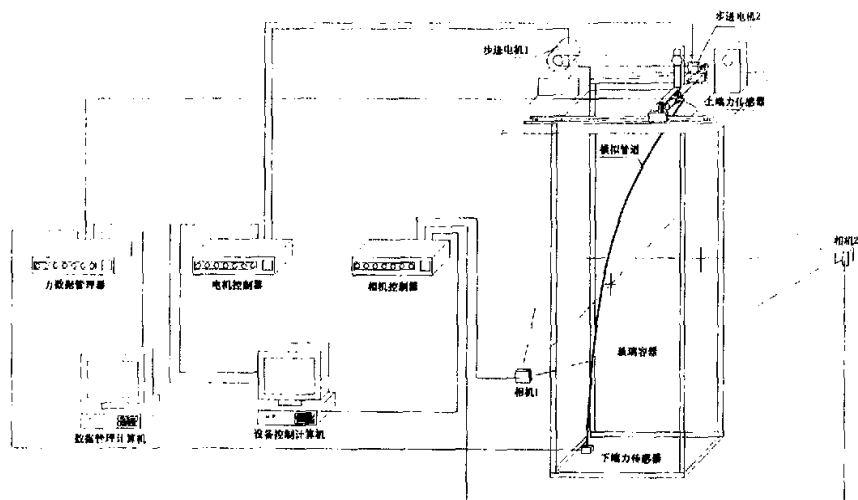


图 7-2 输送系统模拟实验装置

从图 7-2 可知，实验装置由右边的测试系统和左边的控制系统两部分组成。

测试系统由玻璃容器、两台步进电机、两台相机、一根实验管道和管道上下的力传感器组成，其作用如下：

- 玻璃容器

玻璃容器的长宽为 $1.1 \times 1.1\text{m}$ ，高为 3m ，容器内装满水，模拟深海。透过玻璃能清楚看到容器内管道的运动。

- 实验管道

实验管道是根据相似理论选择的输送模拟管道，管道上端在步进电机的带动下，模拟海底采矿车运动；管道下端固定于容器底部，模拟海面的采矿船。

- 步进电机

步进电机在控制器的作用下，带动管道上端，模拟采矿车作各种运动。

- 相机

两台相机垂直布置，在控制器的作用下，能同步拍摄管道的图像，经过计算机的处理，可以生成管道的空间图像。

- 力传感器

在管道的上下两端分别安装了力传感器，用于测量管道运动过程中两端的受力情况。

控制系统由设备控制计算机、数据管理计算机、电机控制器、数据管理器和相机控制器组成，其工作原理如下：

电机控制器、数据管理器和相机控制器由设备控制计算机管理并控制，设备控制计算机通过管理三台控制器，使步进电机、相机和力传感器协调工作。数据管理计算机是储存并管理电机、相机和力传感器的相关数据。步进电机的运动速度和方向由电机控制器控制，从而控制软管上端的运动速度和方向。软管两端的受力情况由数据管理器测量并输送到数据管理计算机。相机的工作由相机控制器控制，其相关数据输送到控制计算机。

7.2.2 实验理论

实验的理论基础是相似理论。当真实系统与实验系统的参数都成一定比例时，在理论上

通过实验可以分析真实系统。从输送系统的计算分析可知,输送系统自身的参数和外部参数很多,不可能使实验系统与真实系统都成一定比例,因此,很难通过模拟实验分析来分析真实输送系统。

本实验的目的是验证输送系统计算分析的数学模型。实验方法为根据相似理论建立实验系统,使实验系统的主要参数与真实系统成一定比例,然后,采用真实系统的计算模型来计算分析实验管道,并与实验结果相比较,以验证计算模型。从实验装置可知,实验分析的参数为管道两端的受力和管道的空间形状,与真实系统计算分析的参数一致。

从输送系统的计算分析可知,影响输送管道两端的受力和管道空间形状的因素有两个方面,一个是管道自身的参数,另一个是管道的外部环境。管道自身主要参数为管道的重量、浮力、管道的内外径、管道长度、管道的抗拉和抗弯刚度;管道的外部环境为管道内流体的作用力、海水阻力、海水压力和海浪作用力。

从上述分析可知,影响输送系统的因素很多,实验装置只能对影响系统的主要因素进行模拟分析。影响系统的主要因素为:管道的重力和浮力、水对运动管道的阻力和管道的抗拉抗弯刚度。下面根据相似理论,对主要影响参数进行确定。

7.2.2.1 管道的重量和浮力

从计算分析可知,管道在水中的重量对输送系统的影响最大,它由管道在空气中的重量减去管道在水中的浮力而得,其表达式如下:

$$F_G = V_R(\rho_G - \rho_w)g \quad (7.2-1)$$

式中: F_G : 管道在水中的重量;

V_R : 管道的体积 (包括管内流体的体积);

ρ_G : 管道的密度 (管道壁与管内流体的平均密度);

ρ_w : 管外水的密度。

真实系统中的采矿车在海底,采矿船在海面,而实验系统中,管道上端模拟采矿车,下端模拟采矿船。为了让实验管道与真实管道的力学特性一致,必须让实验管道在水中的重量指向与真实管道在水中的重量相反,如下图所示:

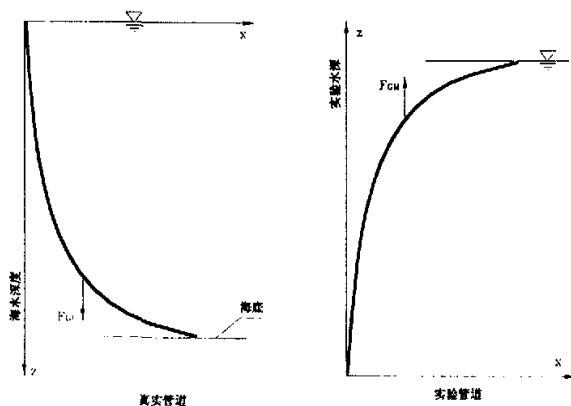


图 7-3 真实管道与模型管道水中重力方向示意图

根据相似理论, 模型管道在水中的重量需与真实管道在水中的重量成一定的比例。当假设模型系统中水的密度与海水一致, 模型管道在水中的重量与真实管道在水中的重量的比例因子 C_G 为:

$$C_G = \frac{F_{GM}}{F_{GT}} = \frac{V_{RM}(\rho_W - \rho_{GM})}{V_{RT}(\rho_{GT} - \rho_W)} \quad (7.2-2)$$

在上式中和以后的表达式中, M 代表模型系统的参数, T 代表真实系统的参数。
管道的体积为:

$$V_R = \frac{\pi}{4} D_O^2 L \quad (7.2-3)$$

将上式代入(7.2-2)式得:

$$C_G = \frac{D_{OM}^2 L_M (\rho_W - \rho_{GM})}{D_{OT}^2 L_T (\rho_{GT} - \rho_W)} \quad (7.2-4)$$

在设计实验装置时, 首先选定模型管道与真实管道的参数的比例因子为 C_F , 模型管道在水中的重量与真实管道在水中的重量的比例因子 C_G 应与 C_F 相等, 即:

$$C_G = C_F = C_L C_D^2 \frac{\rho_W - \rho_{GM}}{\rho_{GT} - \rho_W} \quad (7.2-5)$$

式中: C_L : 模型管道与真实管道的长度比例因子, $C_L = L_M / L_T$ 。

C_D : 模型管道与真实管道的管径比例因子, $C_D = D_{OM} / D_{OT}$ 。

根据上式确定比例因子 C_G 时, 调节参数有 C_L 、 C_d 和 ρ_{GM} , 由于管道很长, 因此长度比例因子 C_L 的调节余地较大, 只能调节 C_L , 则:

$$C_L = \frac{C_F(\rho_{GT} - \rho_W)}{C_D^2(\rho_W - \rho_{GM})} \quad (7.2-6)$$

7.2.2.2 水对运动管道的运动阻力

根据 Morison 方程, 管道在水中运动的阻力 F_S 为:

$$F_S = \frac{L}{2} C_D \rho_w D_O v_n^2 + \frac{\pi L}{2} C_T \rho_w D_O v_t^2 \quad (7.2-7)$$

上式中 v_n 和 v_t 分别为水相对于管道的法向速度和切向速度。管道在运动过程中, 法向速度 v_n 为主要影响参数, 在确定模型管道阻力与真实系统阻力的比例因子 C_S 时, 只考虑法向速度 v_n 对比例因子的影响, 则:

$$C_S = \frac{F_{VM}}{F_{VT}} = \frac{L_M C_{DM} D_{OM} v_{nM}^2}{L_T C_{DT} D_{OT} v_{nT}^2} \quad (7.2-8)$$

根据相似理论, 则:

$$C_S = C_F = C_L C_C C_D C_v^2 \quad (7.2-9)$$

式中: C_L : 水的阻力系数比例因子, $C_C = C_{DM}/C_{DT}$;

C_v : 法向相对速度比例因子, $C_v = v_{nM}/v_{nT}$, 管道的运动速度以采矿车的运动速度为参照, 实际上比例因子 C_v 只能从模型管上端的运动速度 v_M 与采矿车的运动速度 v_k 的比来确定, 即:

$$C_v = v_M/v_k \quad (7.2-10)$$

根据(7.2-9)式, 确定比例因子 C_S 时, 只能调节法向相对速度比例因子 C_v , 则:

$$C_v = \sqrt{\frac{C_F}{C_L C_C C_D}} \quad (7.2-11)$$

由于模拟采矿车的工作速度较慢, 在实验分析时, 不考虑系统惯性的影响。

7.2.2.3 管道的抗弯刚度和抗拉刚度

管道的变形和管道两端的反力与管道的抗弯刚度 $E_w I$ 有关。根据材料力学, 管道的曲率

k 与管道承受的弯矩 M_w 之间的关系为:

$$k = \frac{M_w}{E_w I} \quad (7.2-12)$$

为了使模型管道的形状与真实管道的形状相似, 模型管道与真实管道应满足如下等式:

$$\frac{r_M}{r_T} = \frac{k_T}{k_M} = \frac{L_M}{L_T} = C_L \quad (7.2-13)$$

将(7.2-12)式代入(7.2-13)式得:

$$C_L = \frac{k_T}{k_M} = \frac{M_{wT}}{M_{wM}} \frac{E_{wM} I_M}{E_{wT} I_T} \quad (7.2-14)$$

根据上式, 模型管道与真实管道的抗刚度比例因子 C_L 为:

$$C_L = \frac{E_{wM} I_M}{E_{wT} I_T} = \frac{M_{wM}}{M_{wT}} f_L \quad (7.2-15)$$

在设计实验系统时, 根据式(7.2-15)合理选择模型管道的抗弯弹性模量 E_{wM} 和惯性矩

I_M ，以确定模型管道与真实管道的抗刚度比例因子 C_I 。

管道在拉力的作用下伸长，为了让模型管道与真实管道的变形相似，模型管道的弹性应变 ε_M 与真实系统的弹性应变 ε_T 应一致，即：

$$\varepsilon_M = \frac{\Delta L_M}{L_M} = \varepsilon_T = \frac{\Delta L_T}{L_T} \quad (7.2-16)$$

根据材料力学，弹性应变与管道的抗拉刚度之间的关系为：

$$\varepsilon = \frac{F}{EA} \quad (7.2-17)$$

根据(7.2-16)和(7.2-17)式，模型管道与真实管道的抗拉刚度因子为：

$$C_c = \frac{E_{gM} A_M}{E_{gT} A_T} = \frac{F_M}{F_T} \frac{\varepsilon_T}{\varepsilon_M} = \frac{F_M}{F_T} = C_F \quad (7.2-18)$$

根据上述模型系统与真实系统的相似理论，可以设计模型系统，使其与真实系统相似。而影响真实系统的因素很多，在不同的工作条件下，影响因素的主次是不同的，不可能让模型系统与真实系统的比例因子全部精确一致，因此采用实验模型分析，只能对真实系统力学模型的部分情况进行验证。

7.2.3 实验结果

表 7-2 为模拟输送管道的参数，由于管道内有一定压力的空气，管道的重量小于管道的浮力，符合图 7-3 所示的模型实验要求，管道上端模拟海底采矿车，管道下端模拟海面的采矿船。

表 7-2 输送系统参数

参数名称	参数符号	单位	参数值
采矿系统作业水深	h	m	2.25
输送管道长度	L	m	2.4
管道材料弹性模量	E	N/m ²	4.71*10 ⁷
管道材料密度	ρ_g	Kg/m ³	1370
管道外径	D ₀	m	0.017
管道内径	D _i	m	0.015
海水密度	ρ_l	Kg/m ³	998

图 7-4 和 7-5 是实验管道两端的结点反力和管道形状图，图中曲线为由表 7-2 实验管道参数计算得到的结果，星号为实验测量得到的结果。图 7-4 中的 F1 为实验管道下端的结点反力，模拟管道对采矿船的作用力；F2 为实验管道上端的结点反力，模拟管道对采矿车的作用力。在实验中模拟管道两端的结点反力 F1 和 F2 可以通过管道两端的力传感器直接测量得到，而在有限元计算分析时，只能计算得模拟管道两端的结点反力 F_{x1} 、 F_{x2} 、 F_{z1} 和 F_{z2} ，而 F1 和 F2 可由下列公式求得：

$$F_2 = \sqrt{F_{x2}^2 + F_{z2}^2} \quad (7.2-19)$$

$$F_1 = \sqrt{F_{x1}^2 + F_{z1}^2} \quad (7.2-20)$$

从分析图 7-4 可知, 模拟采矿车从 435mm 行驶到 785mm 处的计算得到的结点反力与实验测量的结点反力基本相同。

图 7-5 中二条曲线分别为模拟采矿车在 585mm、685mm 和 785mm 处, 由计算得到的管道形状, 十字点为采矿车在相应位置, 通过实验测量得到的管道形状, 从图分析可知, 计算结果与实验结果基本相同。

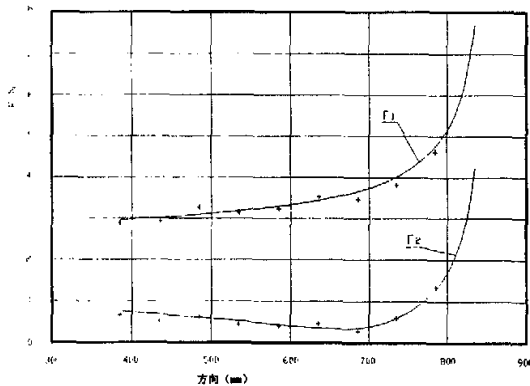


图 7-4 实验管道上下结点反力

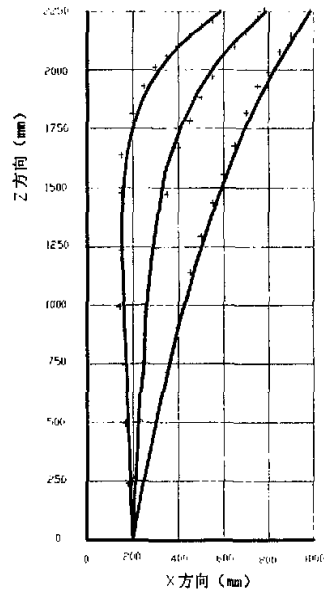


图 7-5 实验管道形状

上述实验管道只能模拟分析深海采矿的简单输送系统, 即对输送系统承受重力和浮力的情况进行模拟分析, 对输送系统其他复杂受力情况很难进行模拟分析。通过实验分析可知, 对于简单输送系统, 计算结果与实验分析结果能相互验证, 由此可知, 本文中采用的计算方法是正确的。

本章小结

1、本章根据储料罐与水泵组合的输送设备的工作原理, 建立了模拟实验的相似理论。根据模型实验设备与真实系统应满足几何相似和运动相似的理论, 建立了对 5000m 深海采矿输送系统进行模拟分析的实验设备。通过实验分析可知, 采用储料罐与高压水泵组合的输送系统, 能将矿石从 5000m 的海底输送到海面采矿船上, 是一种十分理想的海洋采矿输送设备。储料罐将矿石掺入高压水中的压力损失很小, 在对输送系统进行水力分析时, 可以不予考虑。

2、根据输送管道的运动和外载分析, 建立了输送管道力学模拟分析的相似理论。根据输送管道相似理论, 选择了一根实验管道, 在实验装置上, 对管道两端的结点反力和管道形状进行了实验分析, 并对相应情况, 采用有限元法对管道两端的结点反力和管道形状进行了计算分析。通过实验和计算的比较分析可知, 两种方法得到的结果基本相同, 从而证明了采用有限元对输送系统进行计算分析是正确并可信的。

结论

对深海矿产资源开采技术进行研究,是当今世界科技领域重要研究课题之一,我国对海洋采矿技术高度重视,由于起步较晚,与世界发达国家相比存在较大差距。矿石开采和输送是深海采矿的两大关键技术,由于目前美国和德国所研究的输送系统在技术上很难满足深海采矿工业开采要求,因此,对深海采矿输送系统进行研究非常必要。

德国 Siegen 大学对深海采矿进行了长期的研究,本人作为访问学者在德国工作期间,参与了 Pro. Schwarz. W 领导的研究所进行的深海采矿输送系统的力学模拟实验研究和海底沉积物剪切应力实验分析,在此期间,完成了输送系统的运动和复杂外载耦合理论分析。

本文研究一种出新的矿石输送方法,该种矿石输送方法与德国 Siegen 大学所研究的输送方法相比,原理上更加可行;采用了商业有限软件——Ansys 对输送管道进行了力学分析,由于采用的方法更先进,与德国 Siegen 大学对软管的力学分析相比,取得了更多和更可靠的成果。本文的主要研究内容和研究方法如下:

1. 对深海采矿输送方法的研究,采用理论与实验并重的研究方法。

针对海洋采矿输送系统要求输送设备长期安全可靠工作、高扬程的特点,突破采用砂浆泵等对矿石混合流体直接输送的思想,利用高速多级高压水泵高扬程的优点,采用高压水泵与储料罐组合输送的方法,在理论上获得了一种新的适合于深海软管采矿系统的输送方法。据此,对由该种输送设备组成的矿石输送方法进行理论与实验研究。

技术路线为:首先,根据水泵理论、管道输送原理、两相流理论和储料罐输送特点,建立由储料罐与高压水泵组合而成的矿石输送设备的输送理论。其次,根据相似理论,建造由储料罐与高压水泵组合而成的输送设备实验模型,对其输送机理进行实验分析。然后,针对 5000m 深海采矿输送系统和 1000m 钻结壳采矿中试输送系统进行参数分析。

2. 对输送管道的力学研究,采用理论与实验研究以及计算仿真相结合的研究方法。

由储料罐与高压水泵组合而成的矿石输送设备,理论上能将矿石从 5000m 的海底直接输送到海面,因而使性能优越的软管采矿系统在技术上取得突破变为可行。当输送管道为软管时,软管两端在采矿船和采矿车的牵引下运动,同时受到浮力、重力,海浪、海流、海水阻力、海水压力和管内流体等复杂载荷耦合作用。据此,本文对输送软管进行理论和实验研究并进行计算仿真分析。

技术路线为:首先,根据海浪和海流理论、流体力学、Morsion 阻力方程和软管运动规律,建立对复杂外载耦合作用下的输送软管的分析理论,对管道复杂外载的耦合作用进行分析。其次,根据软管工作过程大变形特点,利用虚功原理、牛顿-拉斐逊方法建立输送软管几何非线性有限元分析理论;针对 1000m 钻结壳采矿中试系统和 5000m 深海采矿系统输送软管在复杂运动和复杂外载耦合作用下的情况,进行几何非线性静态和动态分析。最后,采用模型实验方法,对分析理论和计算进行实验分析。

通过对深海采矿输送系统的研究,得出如下结论:

1. 通过输送系统理论研究和输送系统的参数分析可知,深海软管采矿系统相对于深海硬管采矿系统更具应用前景;储料罐与高压水泵组合的水力输送设备,能将矿石颗粒从 5000m 海底直接输送到海面,并且具有工作可靠、使用寿命长的特点,是一种十分理想的深海采矿矿石输送设备。
2. 根据输送系统的运动和载荷理论分析,得出了管单元在浮力、重力,海浪、海流、海水阻力、海水压力和管内流体等复杂载荷耦合作用下的计算公式,为输送系统的力学分析提供了理论依据。

3. 简单输送系统不能满足深海采矿的要求, 采用在输送管道下段安装浮体材料的方法, 可以得到十分理想的软管输送系统; 对于 1000m 深海采矿系统, 采矿车的最大工作半径达 450m; 对于 5000m 深海采矿系统, 采矿车的最大工作半径达 2000m。
4. 采矿车的运动速度和运动模式对输送系统影响很大。对于 1000m 深海采矿系统, 当采矿车以 -1m/s 的速度运动, 水平力 F_{x2} 的减少量为 $43.3\sim 15.3\text{KN}$; 当采矿车以 1m/s 的速度运动, 水平力 F_{x2} 的增加量为 $34.4\sim 71.8\text{KN}$ 。对于 5000m 深海采矿系统, 当采矿车以 -1m/s 的速度运动, 水平力 F_{x2} 的减少量为 $353.3\sim 93.6\text{KN}$; 当采矿车以 1m/s 的速度运动, 水平力 F_{x2} 的增加量为 $167\sim 320\text{KN}$ 。因此, 系统工作时, 采矿车和采矿船需要采用合适的运动速度和运动模式。采矿车的运动对管道的空间形状也影响很大。
5. 采矿船的运动速度和运动模式对输送系统影响很大。当采矿船 -1m/s 运动, 对于 1000m 深海采矿系统, 水平力 F_{x2} 的减少量为 $5.1\sim 5.5\text{KN}$; 对于 5000m 深海采矿系统, 水平力 F_{x2} 的减少量为 $178.7\sim 20.7\text{KN}$ 。采矿船的运动对管道的空间形状也影响较大。
6. 海流和海浪对管道上端的受力有一定影响, 而对管道下端的受力和管道形状的影响较小。管道内流体的摩擦对输送系统的影响较小。
7. 管道材料密度对输送性能影响很大。对于 5000m 输送系统, 当管道材料密度从 1700Kg/m^3 减小到 1300Kg/m^3 , 只减少了 23%, 而水平作用力 F_{x2} 只有原来的 20~24%, 管道对采矿车的水平作用力显著减小, 采矿车的工作范围得到扩大。因此, 为了改善输送系统性能, 应采用密度小的输送管道。
8. 通过模态分析, 确定了三种输送系统的频率特性。通过对频率特性的分析得知: 管道的材料性能不同, 输送系统的频率特性不同, 因此, 对输送系统进行动力分析时, 必须确定管道材料性能; 同种材料的输送系统, 系统越大频率越低。
9. 通过对 6 级海浪作用下输送系统的谐响应分析得知: 海浪循环作用力引起的上下结点反力的谐响应较小, 而管道上端随海浪循环运动所引起的上下结点的谐响应很大; 当海浪频率处于输送系统共振频率时, 上下两结点反力的谐响应值很大, 将对系统产生破坏作用, 需要在管道上端设计波浪补偿器, 减小海浪对输送系统的影响。
10. 通过实验分析可知, 采用储料罐与高压水泵组合的输送系统, 能将矿石从 5000m 的海底输送到海面采矿船上, 是一种十分理想的海洋采矿输送设备; 储料罐将矿石掺入高压水中的压力损失很小, 在对输送系统进行水力分析时, 可以不予考虑。
11. 对管道两端的结点反力和管道形状进行了实验分析, 并对相应情况, 采用有限元法进行了计算分析。通过实验和计算的比较分析可知, 两种方法得到的结果基本相同, 从而证明了采用有限元对输送系统进行计算分析是可信的。

本文着眼于深海采矿矿石输送这一前沿技术, 提出了新的矿石输送方法, 采用先进的研究手段和合理的技术路线, 获得了一种技术先进、理论完备、具有工程实用价值的深海矿石输送系统技术原型, 将深海采矿技术朝商业应用迈进了关键一步, 为 1000m 钴结壳采矿中试系统的研究提供了技术支持。由于深海采矿系统所处环境极其复杂, 有些问题需要进一步的研究, 其主要工作展望如下:

1. 优化输送系统参数。由于各参数相互影响, 需要根据单位重量矿石输送所需能量最小来优化输送系统参数。
2. 优化深海采矿系统参数。对于深海采矿系统的一些主要参数, 如浮体的加载方式和浮力大小、采矿车和采矿船的运动速度等, 应进行优化分析, 得出最优工作参数。
3. 对输送系统进行瞬态分析。本文对输送系统的力学分析还不够全面和深入, 特别是对输送系统的动力分析十分有限。虽然本文对输送系统外载的理论分析较深入, 如果考虑输送管道的惯性和管道内流体的惯性力对系统的影响, 对输送系统进行瞬态分析, 将是一个十分复杂的问题, 有待进一步研究。

参考文献

1. 简曲. 大洋多金属结核资源开发的回顾与展望[J]. 中国矿业(中文), 1996, 5(6): 14-18.
2. 杜炳周, 何思力 柯永清. 太平洋中部沉积物类型与铁锰结核的丰度、覆盖率和品位的关系. 太平洋中部铁锰结核研究论文集(一), 地质出版社, 1992, 145-173.
3. 刘新波, 萧绪绮. 大洋微锰结构中纤锌锰矿的发现及其矿物学特征[J]. 海洋地质与第四纪地质(中文), 1998, 18(1): 107-113.
4. 谢水龙. 深海水力提升式采矿系统的研究[J]. 中国矿业(中文), 1995, 4(4): 27-35.
5. 梁宏锋, 刘季花. 东太平洋海盆铁锰结核分布规律[J]. 海洋地质与第四纪地质(中文), 1997, 17(3): 45-52.
6. Dean W S, Leinen M, Stow D A V. Classification of deep sea fine grained sediments[J]. Journal of Sedimentary Petrology(English), 1985, 55(2): 250-256.
7. 王明和, 简曲. 中国大洋矿区采矿环境研究[J]. 中国矿业(中文), 1996, 5(4): 22-24.
8. 许东禹, 金庆焕, 梁德华. 太平洋中部铁锰结核及其形成环境[M]. 北京: 地质出版社, 1994.
9. 简曲. 21 世纪的大洋采矿[J]. 矿山机械(中文), 2000, 4: 8-11.
10. 肖林京. 深海采矿扬矿管运动学和动力学特性研究[D]. 北京: 北京科技大学, 2000.
11. Schwarz W, Freitag W, Grebe H, Hoffmann E.-O., Rehorn I. Tiefseemaschinen für die Manganknollengewinnung[M]. Siegen Deutschland: Universität-GH Siegen, 1992.
12. 简曲, 陈新明, 王明和. 21 世纪中国的大洋多金属结核工业开采[J]. 中国矿业(中文), 1997, 6(3): 17-19.
13. Zhang Gang. Theoretische und experimentelle Untersuchungen an Ringspalt-dichtungen mit kontaktkraftsteuerung[D]. Siegen Deutschland: Universität-GH Siegen, 1994.
14. Imerie I. ASEA mineral slurry transport system for coarse coal transportation, proceedings of the 11th international conference on slurry technology, Hilton Head, South Carolina, USA, 1986. 195-199.
15. Schwarz W, Freitag W, Grebe H, Hoffmann E.-O. Untersuchungen zum dynamischen Verhalten flexibler Verbindungsleitungen zwischen Tiefseemaschinen und ihren Mutterschiffen. Bericht an die Deutsche Forschungsgemeinschaft. Förderkennzeichen Schw 339/3-1, Universität-GH Siegen 1993.
16. Danielzig H. Verhalten von statischen Sonden bei hohen Geschwindigkeiten[J]. Luftfahrtforschung(德文), Bd. 14, Lfg. 6, 1937: S. 304-309.
17. Hapel K-H. Festigkeitsberechnung am langen Drilling-Riser zur Erdöl-exploration[J]. Stahlbau(德文), 45, Nr. 6, 1976: S. 161-170.
18. Hapel K-H, Köhl M. Methoden zur statischen Berechnung der Biegespannungen in langen Drilling-Risern[J]. Meerestechnik(德文), 1979, 10, Nr. 4: S. 125-136.
19. Hapel K-H, Köhl M. Statische Festigkeitsberechnungen und dynamische Untersuchungen an Drilling-Risern zur Erdöl-exploration bei 2000m Meerestiefe[J]. Meerestechnik(德文), 1982, 13, Nr. 1: S. 13-18.
20. Hapel K-H, Köhl M. Erzwungene Transversalschwingungen langer Drilling Riser – der Dämpfungsparameter der linerisierten Widerstandskraft (Offshore-Technik)[J]. Stahlbau(德文), 1980, 49, Nr. 11, S. 335-341.
21. Hapel K-H. Erzwungene Transversalschwingungen langer Drilling-Riser bei höhenveränderlicher hydrodynamischer Dämpfung. 10. Aufbau-seminar Meerestechnik –

- Marine Rohstoffgewinnung und Offshoretechnik (Berichtswerk), Technische Universität Berlin, 1987.
22. Köhl M. Zum Stabilitäts- und Schwingungsverhalten durchströmter, langer vertikaler Rohre bei hydrodynamischer Dämpfung[D]. Technische Universität Berlin. 1986.
 23. Köhne M. Analyse des dynamischen Verhaltens elastischer Förderrohre zur Mineralgewinnung aus grossen Meerestiefen[J]. InterOcean(德文) 1976, 11, Nr. 79:S. 181-195.
 24. Rogalla B U. Zur statischen und dynamischen Berechnung geometrisch nichtlinearer Linientragwerke unter Strömungs- und Wellenlasten[D]. Dissertation Universität Hannover, 1988.
 25. Ablow C M, Schechter S. Numerical Simulation of Undersea Cable Dynamics[J]. Ocean Engineering(英文) 1983, 10, No. 6: 443-457.
 26. Milinazzo F, Wilkie M, Latchman S A. An Efficient Algorithm for Simulating the Dynamics of Towed Cable Systems[J]. Ocean Engineering(英文), 1987, 14, No. 6: 513-526
 27. Owen D G, Qin K. Model Tests And Analysis of Flexible Riser Systems[J]. Offshore Mechanics and Arctic Engineering(英文), 1986, Vol.3:354-362.
 28. Ghadimi R. A Simple and Efficient Algorithm for the Static and Dynamic Analysis of Flexible Marine Risers[J]. Computers & Structures(英文), 1988, Vol. 29, No. 4: 541-555.
 29. Giese K. Ein Beitrag zur Untersuchung des nichtlinearen statischen und dynamischen Verhaltens flexibler Leitungen im Meer[D]. Dissertation RWTH Aachen, Aachen, 1989.
 30. Lübbert M. Experimentelle Modellierung flexibler dynamisch bewegter Verbindungsleitungen zwischen selbstfahrenden Tiefseemaschinen und ihren Mutterschiffen[D]. Siegen Deutschland: Universität-GH Siegen, 1989.
 31. Freitag W. Theoretische und experimentelle Untersuchungen zum Verhalten langer Tiefseestränge[D]. Aachen: Universität Aachen, 1993.
 32. Hoffmann E-O. Verhalten flexibler Verbindungsleitungen zwischen bewegten Untertwassergeräten und schwimmenden Stationen[D]. Aachen: Universität Aachen, 1995.
 33. Grebe H. Allgemeines mathematisches Modell für Strangverbindungen zwischen mobilen Tiefseegeräten und ihren Mutterstationen[D]. Siegen: Universität-GH Siegen, 1997.
 34. Chung J S. A Motion Analysis of a Riser Upper Joint Interacting with a Floating Vessel[J]. Pressure Tech(英文), 1978, ASME, Vol 100: 91-97
 35. Chung J S, Felippa. Nonlinear Static Analysis of Deep-Ocean Mining Pipe - Part II: Numerical Studies. J Energy Resources Tech(英文), 1981, ASME, Vol 103: 16-25.
 36. Chung, J S, Whitney A K, Loden W A. Nonlinear Transient Motion of Deep-Ocean Mining Pipe[J]. J Energy Resources Tech(英文), 1981, Vol 103:2-10
 37. Chung J S, Whitney A K. Dynamic Vertical Stretching Oscillation of a Deep-Ocean Mining Pipe[A]. Proc Offshore Tech Conf[C], Houston. 1981.
 38. Chung J S, Whitney A K. Flow-Induced Moment and Lift for a Circular Cylinder with Attached Cable[J]. Int J Offshore and Polar Eng(英文), ISOPE, 1993, Vol 3, No 4:280-287.
 39. Chung J S. Added Mass and Damping on an Oscillation Surface-Piercing Circular Column with a Circular Footing[J]. Int J Offshore and Polar Eng(英文), ISOPE, 1994, Vol 4, No 1: 11-17.

40. Chung J S, Tsurusaki K. Advance in Deep-Ocean Mining and Polar Eng Conf, Osaka, ISOPE, 1994 Vol 1:18-31
41. Chung J S. Deep-Ocean Cobalt-Rich Crust Mining System Concepts[A]. Proc MTS-94 Conf[C], Marine Tech Soc, Washington, DC, 1994: 98-104.
42. Chung J S, Cheng B-R, Huttelmaier H-P. Three-Dimensional Coupled Responses of Deep-Ocean Pipe: Part I. Excitation at Pipe Ends and External Torsion[J]. Int J Offshore and Polar Eng(英文), ISOP, 1994, Vol 4, No 4:320-330.
43. Chung J S, Cheng B-R, Huttelmaier H-P. Three-Dimensional Coupled Responses of Deep-Ocean Pipe: Part II. Excitation at Pipe Ends and External Torsion[J]. Int J Offshore and Polar Eng(英文), ISOP, 1994b, Vol 4, No 4:331-339.
44. Chung J S, Whitney A K, Lezius D, Conti R. Flow-Induced Torsional Moment and Vortex Suppression for a Circular Cylinder with Attached Cable[A]. Proc 4 th Int Offshore and Polar Eng Conf[C], Osaka, ISOPE, 1994:447-459.
45. Chung J S, Cheng B-R. Effects of Flexible Joints Along a long Pipe on the 3-D Nonlinear Coupled Pipe response[A]. Proc 5th Int Offshore and Polar Eng Conf[C], The Hague, ISOPE, Vol.2. 1995.
46. Chung J S. Assessment of Option in Design of Deep-Ocean Mining Pipe Systems[A]. Proc ISOPE – Ocean Mining Symp[C], Tsukuba, Japan, ISOPE, 1995:23-30.
47. Chung J S. Deep-Ocean Mining: Technologies for Manganese Nodules and Crusts[J]. Int Offshore and Polar Eng(英文). ISOPE, 1996, Vol 6, No 4:244-245.
48. Chung J S, Cheng B-R. Eigenvalues for a Long Vertical Deep-Ocean Pipe with Elastic Joints[A]. Proc Flow-Induced Vibration Symp[C], Honolulu, ASME, PVP-Vol 298, 1995:153-160.
49. Chung J S, Cheng B-R. Effects of Multiple Flexible Joints Along a Long Pipe on the 3-D Nonlinear Coupled Pipe Responses[J]. Int J Offshore and Polar Eng(英文), ISOPE, 1996, Vol 6, No 3:203-211.
50. Baorong Cheng, Jin S Chung. Effects of Axial Damper and Elastic Joints on the 3-D Dynamic Responses of a Deep-Ocean Pipe with Torsional Coupling[J]. Int J Offshore and Polar Eng(英文). 1997, ISOPE, Vol.7, No.1:36-43.
51. Bao-rong Cheng, Jin S Chung, Zhao-Chang Zheng. Effects of Flexible Joints on the 3-D Nonlinear Coupled Responses of a Long Vertical Pipe[A]. Proc 5 th Int Offshore and Polar Eng Conf[C], The Hague, The Netherlands, June 11-16, 1995. ISOPE :236-243.
52. Baorong Cheng, Jin S Chung. Effects of Axial Damper and Elastic Joints on the 3-D Dynamic Responses of a Deep-Ocean Pipe with Torsional Coupling[A]. Int J Offshore and Polar Eng Conf[C], Los Angeles, ISOPE, Vol 1, 1996:37-45.
53. Jin S Chung, B R Cheng. MSE and FEM Modeling of Thrusts to Elastic Joints of Long Vertical Pipe in 3-D Nonlinear Motions[J], Int J Offshore and Polar Eng(英文). 1999, Vol.9, No.2, ISOPE: 117-125.
54. Jin S Chung, B R Cheng. 3-D Responses of Vertical Pipe Bottom Pin-Joined to a Horizontal Pipe to Ship Motion and Thrust on Pipe –Part I: MSE and FEM Modeling[A], Proc 9 th Int Offshore and Polar Eng Conf[C], Brest, France, 1999, ISOPE :265-271.
55. Baorong Cheng, Jin S Chung. Application of Thrusts to Elastic Joints on Long Vertical Pipe in 3-D Nonlinear Motions-Part II:Numerical Examples by MSE and FEM Results[A], Proc 8 th Int Offshore and Polar Eng Conf[C], Montreal, Canada, 1998. ISOPE:189-198.

56. Eck B. Technische Strömungslehre[M]. Band 2, Anwendungen. Berlin, 1981, springer Verlag Berlin Heidelberg.
57. Sallet D W. A Method of Stabilizing Cylinder in Fluid[J]. Journal of Hydronautics(英文). 1970, Vol. 4, No. 1: 40-45.
58. Nakajama T. On the Dynamic Analysis of Multi-Component Mooring Lines[J]. OTC(英文), 4309, 1982
59. McNamara J F, Hibbitt H D. Numerical Analysis of Flexible pipes and Risers in Offshore Application[M], 1986
60. Rehorn I. Entwicklung eines Tiefseeraupenfahrzeugs und Untersuchung seiner inneren Fahrwiderstände[D], Dissertation Universität-GH Siegen. Aachen, 1994
61. Dörfler G. Untersuchungen der Fahrwerk-Boden-Interaktion zur Gestaltung von Raupenfahrzeugen für die Befahrung weicher Tiefseeböden[D], Dissertation Universität Karlsruhe, Karlsruhe, 1995.
62. Kirk C L, Etok E U, Cooper M T. Dynamic and Static Analysis of a Marine Riser[J]. Ocean Research(英文), 1979, Vol. 1, No. 3:125-135.
63. Krolikowski L p, Gay T A. An Improved Linearization Technique for Frequency Domain Riser Analysis[J]. OTC(英文), 37-77, 1980.
64. Markoulidis P. Nichtlineare statische und dynamische Analyse von Seilen, Kabeln und flexiblen Leitungen im Seegang unter Anwendung des Finite-Elemente-Verfahrens[D]. Dissertation RWTH Aachen, Aachen, 1989.
65. Bergen D, Mathissen K. Large Displacement Analysis of Highly Flexible Off-shore Structures. Berlin, Springer Verlag, 1991.
66. Smith P A, Stansby P K. Postcritical Flow Around a Circular Cylinder by the Vortex Method[J]. Journal of Fluid and Structures(英文). 1989, Vol. 3: 275-291,.
67. V Schmidt F-W. kinematische Beschreibung von Fahrzuständen bodengängiger selbstfahrender Arbeitsmaschinen auf dem Meeresboden[D]. Unveröffentlichte Studienarbeit, Universität-GH Siegen, 1995
68. Hirschle H, Neuroth N-D. Geschleppte Geräteräger und Tiefseeschleppkabel[J]. InterOcean(德文) 1976:952-563
69. Leuther A. Mathematische Modellierung eines am Kabel geschleppten Geräts mit Tragflügeln und verstellbarem Leitwerk zur Erkundung des Meeresbodens. Unveröffentlichte Diplomarbeit[D], Universität-GH Siegen, 1996.
70. Grill H. APEX ein modular aufgebautes, aktiv positioniertes Explorationssystem für Stationsarbeit am Meeresboden. Statusseminar Marine Rohstoffforschung, Goslar, KFA Jülich, 1988
71. Chaziteodoru G. Grundlagen des Meeresbergbaus, Dr. Riederer-Verlag GmbH Stuttgart 1977
72. Kokkinowrachos K, Hoefeld J. Theoretische und experimentelle Untersuchungen des Bewegungsverhaltens von Halbtauchern[D]. Forschungsbericht NRW Nr. 2915. Westdeutscher Verlag 1980
73. 赵振海. 管道内固液混合物运动的基本方程[J]. 水泵技术, 1992 年 1 月 1-4
74. 佟庆理. 两相流动理论基础[M] 北京:冶金工业出版社
75. 毛纪陵, 中焱华. 深海采矿扬矿管工艺参数的模拟研究[J], 中国矿业, 1998, 7(2), 22-25
76. 中焱华, 毛纪陵. 深海采矿倾斜扬矿管提升工艺参数模拟[J], 中国矿业, 1998, 8(4), 11-23
77. T W. 粒状物料的水力输送, 北京: 冶金工业出版社, 1990

78. H E Engelmann. Vertical hydraulic lifting of large-size-A contribution to marine mining. OCT 3137, THE 10th Annual Offshore Technology Conference, 1978
79. S P Kostuik. Hydraulic Hoisting and the Pilot-Plant Investigation of the Pipeline Transport of Crushed Magnetite. The Canadian Mining and Metallurgical Bulletin, 1996, 1
80. 费祥俊. 浆体与颗粒物料输送水力学[M]. 北京:清华大学出版社, 1994
81. G W 戈威尔 K 阿济兹. 复杂混合物在管道中的流动[M]. 北京:石油工业出版社, 1983
82. 张兆顺, 崔桂香. 流体力学[M]. 北京:清华大学出版社, 1999, 175-195
83. 潘文全. 流体力学基础[M]. 北京:机械工业出版社, 1980, 277-279
84. Morison J R, O'Brien M P, Johnson J W, Schaaf S A. The Force Exerted by Surface Waves on Piles[J]. Petroleum Transaction(英文). 1950, AIME, Vol. 189: 149-154.
85. L M 米尔-汤姆森. 理论流体动力学[M]. 北京:机械工业出版社, 1984, 269-301
86. 徐次达, 华伯浩. 固体力学有限元理论、方法及程序[M]. 北京:水利电力出版社, 1983, 107-134
87. 谢贻权, 何福保. 弹性和塑性力学中的有限单元法[M]. 北京:机械工业出版社, 1987, 177-189
88. 吕和祥, 蒋和洋. 非线性有限元[M]. 北京:化学工业出版社, 1992, 211-235
89. R D 库克. 有限元分析的概念和应用[M]. 北京:科学出版社, 1989, 355-382
90. 蒋友谅. 非线性有限元[M]. 北京:北京工业学院出版社, 1988, 212-290
91. 殷有泉. 固体力学非线性有限元引论[M]. 北京:清华大学出版社, 1987, 122-159
92. 刘涛, 杨凤鹏. 精通 ANSYS[M]. 北京:清华大学出版社, 2002
93. 蔡祥元. 有限元软件---ANSYS 融会与贯通[M]. 北京:中国水利水电出版社, 2002
94. R M 琼斯. 复合材料力学[M]. 上海:上海科学技术出版社, 1981
95. 沈观林. 复合材料力学[M]. 北京:清华大学出版社, 1994.
96. 刘锡礼, 王秉权. 复合材料力学基础[M]. 北京:中国建筑工业出版社, 1983
97. 李顺林. 复合材料力学引论[M]. 上海:上海交通大学出版社, 1985
98. 江守一郎. 模型实验的理论和应用[M]. 北京:科学出版社, 1984
99. 邹滋祥. 相似理论在叶轮机械模型研究中的应用[M]. 北京:科学出版社, 1984
100. 陆宏圻. 射流泵技术的理论及应用[M]. 水利电力出版社, 1987
101. M. M. Bernitsas. Buckling of risers due to internal press: nonmovable boundaries[J]. In International Offshore Mechanics and Arctic Engineering Symposium(英文), Houston, Texas, 481-488, January 1983.
102. M. M. Bernitsas. Problems in marine riser design[J]. Marine Technology(英文), 19(1):73-78, January 1982.
103. S. W. S. To, V. Kaladi. Vibration of piping systems containing a moving medium[J]. Journal of Pressure Vessel Technology (英文), 107:344-349, November 1985.
104. D. B. McIver, R. J. Oison. Riser effective tension-now you see it, now you don't[C]. In 37th. Petroleum Mechanical Engineering Workshop and Conference, Dallas, Texas, 177-187, September 1981.
105. H. M. Hilber, T. J. R. Hughes, R. L. Taylor. Improved numerical dissipation for time integration algorithms in structural dynamics[J]. Earthquake Engineering (英文), 5:283-291, 1977.
106. J. F. McNamare, H. D. Hibbit. Numerical analysis of flexible pipes and risers in offshore applications. In First OMAE Specialty Symposium on Offshore and Arctic Frontiers[C], New Orleans, Louisiana, pages 343-352, February 1986.

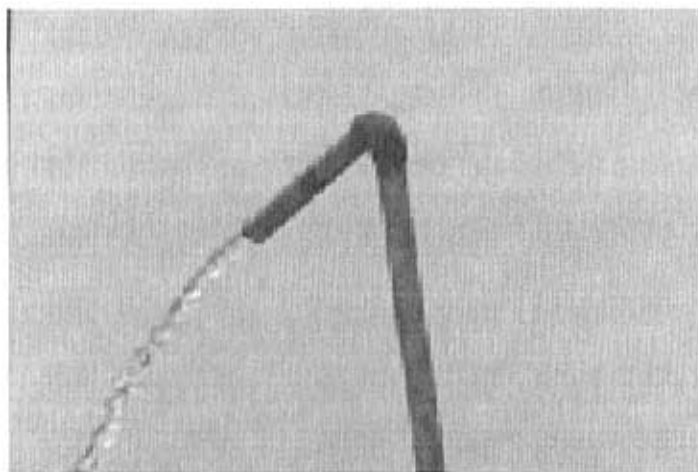
107. J.G. de Oliveira, Y. Goto, Theoretical and methodological approaches to flexible pipe[M]. In OTC 5021, 1985
108. J.J. Feret, C.L. Bournazel. Calculation of stresses and slip in structural layers of unbonded flexible pipes[J]. In First ONAE Specialty Symposium on Offshore and Arctic Frontiers, pages 311-317, 1986.
109. M. B. Irani, V.J. Modi, F. Welt. Riser dynamics with internal flow and nutation damping. In 6-th International Offshore Mechanics and Arctic Engineering Symposium[C], Houston, Texas, pages 119-125, March 1987.
110. M. Peuker. Zum Festigkeits- und Verformungsverhalten unidirektional cordverstärkter Elastomere[D]. PhD thesis, Fakultät für Maschinenwesen, RWTH Aachen, 1981.
111. R. Vettermann, M. Peuker. Steel reinforced elastomer pipes. In Flexible Pipe Technology Conference, 1986.
112. B. U. Rogalla. Zur statischen und dynamischen Berechnung geometrisch nichtlindarer Linientragwerke unter Strömungs- und Wellenlasten[D]. PhD thesis, Fachbereich Bauingenieurwesen, UNI Hannover, 1988.
113. C. P. Sparks. The influence of tension, pressure and weight on pipe and riser deformations and stresses[C]. In International Offshore Mechanics and Arctic Engineering Symposium, Houston, Texas, pages 443-452, January 1983.
114. V. Perzborn, J. Hysky. Static and dynamic properties of a 6 inch 6000 psi flexible pipe for the offshore market. In New technologies for the exploration and exploitation of oil and gas resources[C], Third Hydrocarbon Symposium, Luxembourg, 1988.
115. 2001'中国大洋矿产资源研究开发学术研讨会论文集[上], 中国大洋协会办公室, 2001 年 4 月
116. 长沙矿山研究院, "深海采矿中试集矿机技术设计"课题报告, 长沙, 2000
117. 国际海底区域研究开发"十五"计划项目总体设计, 中国大洋矿产资源研究开发协会办公室, 2001 年 3 月
118. 深海中试系统扬矿系统初步设计, 长沙矿山研究院, 1999, 1
119. 输送软管对集矿机行驶性能影响研究, 上册, 长沙矿山研究院, 1999, 11
120. 刘勇. 深海钻结壳螺旋切削采集理论及实验研究[D]. 长沙: 中南大学, 2003
121. 夏建新. 大洋多金属结核水力提升两相流体动力学及应用研究 [D]. 北京: 中国矿业大学, 2001.
122. [日]宇佐美毅, 盛桂洸伊. 多金属结核扬矿特征的研究. 第一届中日浆体输送技术报告会论文集. 1990, 11.
123. Shaojun liu, Gang Wang, Li Li. Virtual Reality Research of Ocean Poly-metallic Nodule Mining Based on COMRA's Mining System. Proc 11 th Int Offshore and Polar Eng Conf[C], Beijing, China, 2002, ISOPE :261-264
124. 王云龙. 大洋多金属结核开采扬矿管震动控制[J]. 国际海底开发动态, 1997, 5(1).
125. 金翔龙. 东太平洋多金属结核研究论文集(二). 北京: 地质出版社, 1995, 9.
126. 刘明深. 21 世纪的新兴产业---海洋采矿[J]. 国际海底开发动态, 1998, 6(2): 1-8
127. 简曲, 王明和, 李立. 大洋多金属结核商业采矿系统的设计[J]. 国际海底开发动态, 1998, 6(3). 8-12.
128. 金键才. 海底矿物丛书[M]. 中国大洋矿产资源研究开发协会, 1995
129. Bath A R. Deep Sea Mining technology, Developments and Future Projects[C]. Proceedings of 21" Annual Offshore Technology Conference, OCT1998, Houston, May 1-4, pp333-340.

130. Brink A W, Chung J S. Automatic position Control of a 300,000Ton Ship Ocean Mining System, ASME Journal of Energy Resources Technology, Vol,104, December 1982, pp285-293.
131. 简曲. 大洋多金属结核工业开采前的技术准备[J]. 世界采矿快报, 1997, 13(11):3-5
132. 简曲. 大洋采矿集矿机的现状与展望[J]. 矿山机械, 1997, 8: 1-3.
133. 简曲. 中国大洋采矿技术研究述评[J]. 中国矿业, 1997, 6(3): 17-20.
134. 简曲. 王明和. 大洋采矿集矿技术和集矿模型机研究[J]. 中国矿业, 1998, 7(2): 12-15.
135. 谢水龙. 深海采矿的经济可行性评价[J]. 矿山研究, 1997, 8(2):14-20.

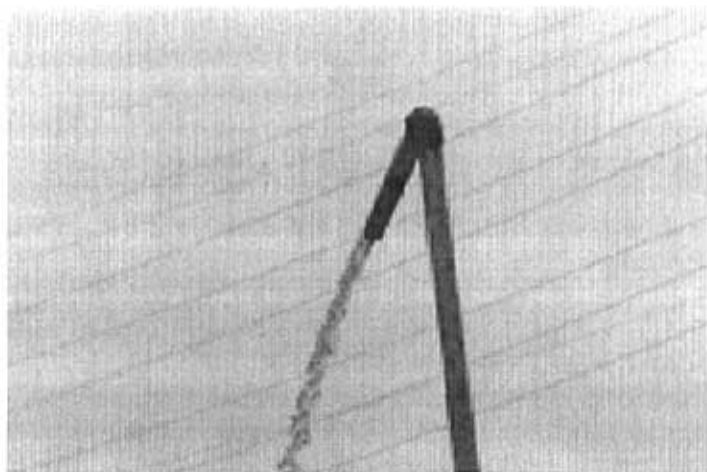
附录 深海采矿输送设备实验图片



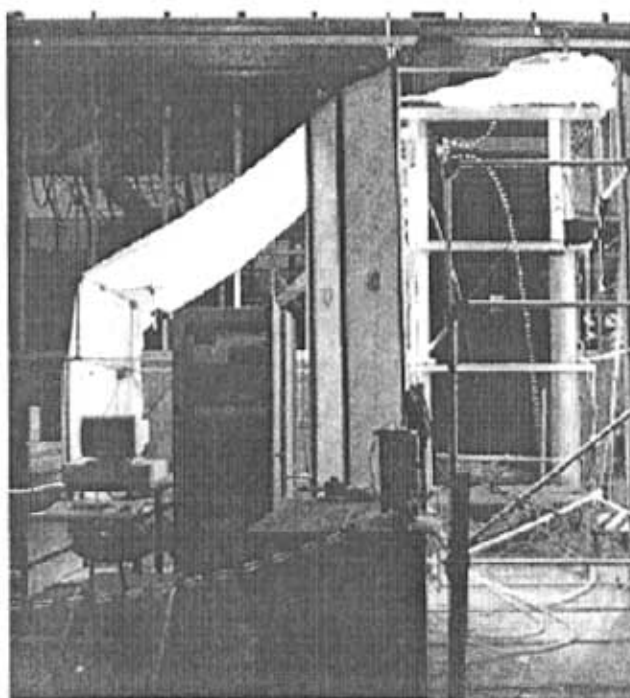
F1 深海采矿输送系统模拟实验设备



F2 实验设备输送清水图



F3 实验设备输送河沙图



F4 德国 Sigen 大学输送管道力学实验设备

致谢

在何老师的悉心指导下，终于走到了今天，言语无法表达内心对何老师的感激之情。何老师在学术上的造诣、知识之渊博、思维之深远、目光之敏捷、事业上的成就，让人十分钦佩和叹服。何老师脚踏实地、勤奋工作的态度，严谨的学风，勇于开拓、不断创新的品质，是我终生学习的榜样。

非常感谢邓伯禄高工给予我的帮助，同时也非常感谢朱建新教授、陈欠根教授、赵宏强博士、李力争博士、郭勇副教授、谢习华博士、龚艳玲博士、周宏兵博士、邹湘伏博士、黄志雄博士的支持，在此谨向你们的帮助和鼓励表示感谢。

非常感谢我的父母、妻子在生活上的关心和支持。是你们承担琐碎的家务，才使我能专心投入研究和工作；是你们在生活上的关心和精神上的鼓励，才有我走到今天的勇气。特别感谢妻子，在同样面临繁重的学习和教学任务的情况下，主动承担了儿子的教育。本文倾注了作者的心血，也渗透了你们勤劳的汗水。

攻读博士学位期间主要的研究成果目录

一. 已发表论文:

1. 徐海良, 何清华. CONFORM 铝连续挤压机主轴系统研究[J]. 有色设备, 2001, 1, P1-3
2. 何清华, 徐海良, 周友行. 两相泵的汽蚀性能与吸泥高度[J]. 中南工业大学学报, Vol 33, 2002, 4, P409-411[EI 检索]
3. 徐海良, 何清华. 滚动联轴器研究[J], 中南工业大学学报. Vol 31, 2000, 5, P454-457
4. 徐海良, 何清华. LJ 连续挤压机主轴系统研究与设计[J]. 中南工业大学学报, Vol 31, 2000, 1, P71-74
5. 徐海良, 何清华, 邹湘伏. CONFORM 铝连续挤压机设计研究[J]. 机械设计, 2001, 10, P37-39
6. 徐海良, 赵海鸣, 何亚强. 新型助卷机移动缸阀站系统及系统键合图[J]. 机床与液压, 第 171 期, 2001, 3, P78-79
7. 徐海良, 赵海鸣. 矿山井下排水排泥系统研究与设计[J]. 矿冶工程, Vol20, NO 3 2000, P81-83
8. 徐海良, 赵海鸣, 何亚强. 新型助卷机移动缸阀站系统仿真[J]. 机床与液压, 第 172 期, 2001, 4, P124-126
9. 徐海良, 赵海鸣. 粉粒状物料装运研究[J], 凿岩机械与气动工具. 2000, 3, P34-37
10. 徐海良, 赵海鸣. 矿山井下压气灌与真空泵组合排泥研究[J]. 凿岩机械与气动工具. 2000, 1, P27-29
11. 徐海良, 龚姚腾. 滚动联轴器设计理论及方法[J]. 南方冶金学院学报, 第 22 期, 第 4 卷, 2001, P264-267
12. 徐海良, 赵海鸣. 汝城钨矿井下排水排泥系统研究与设计[J]. 中国矿业, 第 9 卷, Vol9, 2000, 6, P32-34
13. 徐海良, 何清华, 周友行. 判别空间两线段机械干涉的快速算法[J]. 凿岩机械与气动工具, 2001, 3, P36-39
14. XU Hai-liang, HE Qing-hua. A Kind of New Rolling Coupling's Analysis and Experiments[J]. J.CENT.SOUTH UNIV. TECHNOL. Vol.11 No.1
15. 徐海良, 何清华. 深海采矿输送系统参数分析[J]. 机械设计 (已录用)。
16. 徐海良, 何清华. 深海采矿系统研究[J]. 中国矿业 (已录用)。
17. 徐海良, 何清华. 深海采矿输送设备研究[J]. 中南工业大学学报 (已录用)。
18. 徐海良, 何清华. 海洋采矿输送管道运动阻力分析[J]. 矿冶工程 (已录用)。
19. 徐海良, 何清华. 深海采矿输送管道内流体对管道的作用力分析[J]. 矿山研究与开发 (已录用)。
20. 朱桂华, 胡均平, 徐海良. 统计能量分析用于工程机械驾驶室噪声预估[J]. 中南工业大学学报, Vol 34, 2003, 2, P166-169[EI 检索]

二. 已投稿论文:

21. 徐海良, 何清华. 深海采矿矿石输送软管几何非线性力学分析理论[J]. 湘潭矿业学院学

报。

22. 徐海良, 何清华。深海采矿矿石输送设备理论与实验研究[J]。有色金属
23. 徐海良, 何清华。深海采矿输送软管几何非线性静力分析[J]。金属矿山
24. 徐海良, 何清华。采矿车运动对深海采矿软管系统的影响分析[J]。中国矿业
25. 徐海良, 何清华。管内流体运动对深海采矿软管的影响分析[J]。矿山研究与开发
26. 徐海良, 何清华。深海采矿软管几何非线性动力分析[J]。湘潭矿业学院学报。
27. 徐海良, 何清华。海水阻力对深海采矿输送软管的影响分析[J]。中南工业大学学报

三、专利申请（已受理）：

1. 徐海良, 何清华。深海采矿矿石输送系统。申请号：2000420036074.2
2. 徐海良, 何清华。轴向可移动联轴器。申请号：2000420036073.8