

摘要

目前，国内海底管道铺设绝大多数采用铺管船法进行，而国外应用广泛的、无需铺管船即可实现的拖管法应用却较少。国内已有的拖管实例也仅限于在滩海水域采用浮拖和底拖法铺设短距离管道，这远不能满足边际油田开发对海底管道铺设的要求。本文结合国外相关实例和最新进展，进行了集束管道复合式拖航施工方案设计，该方案具有很强的水深适应性和经济性，具有广阔的国内应用前景。为了确保施工过程中管道的安全，本文还进行了复合式拖航和安装阶段管道的力学分析。本文所做的主要工作包括：

1. 对集束管道复合式拖航进行施工方案设计，具体包括管道下水、拖航和安装三个阶段。其中，拖航阶段根据不同的海洋环境和水深先后采用了浮拖、CDTM 和离底拖。
2. 针对集束管道提出了一种简单的等效建模方法，并利用 Abaqus 软件验证了此方法准确性。
3. 进行集束管道在近海浮拖时的共振分析，得出了直径和径-厚比对共振波浪周期的影响。利用非线性有限元和悬链线理论对 CDTM 拖航主要施工参数进行敏感性分析。进行集束管道在停泊水域和离底拖时的水下稳定性分析。
4. 对安装阶段集束管道进行了力学分析，结果表明：单吊点对接时，管道强度不满足要求，需设置多个吊点；充水下沉和挖沟阶段管道强度满足要求。

关键词：集束管道；复合式拖航；管道安装

ABSTRACT

Pipeline tow methods, which have been proved economically efficient for marginal oilfield development, are widely used in North Sea. However, most submarine pipelines are still installed by using lay-barge in China, except for a few short ones installed by using surface tow or bottom tow in shallow sea. In view of this, a combined tow method has been designed based on overseas cases and latest development of pipeline tow methods. This method can not only be carried out in a large range of water depths, but also enjoy an economical advantage in Chinese offshore pipeline installation. Pipeline strength has been investigated to maintain pipeline safety during tow and infield installation phases. Main contents are as follows:

1. Pipeline bundle installation by using combined tow method has been designed, which is divided into three phases: launch, tow and infield installation. Pipeline tow is finished by using three tow methods successively: surface tow; control depth tow method(CDTM) and off-bottom tow, which make it easy to satisfy different ocean situations and water depths.
2. An equivalent pipe model has been put forward for pipeline bundle and pipe-in-pipe, its efficiency is proved by using Abaqus software.
3. Resonance analysis has been made to surface towed pipeline bundle, the influence of wall thickness and ratio of wall thickness to radius on the resonance wave period has been investigated. Sensitive analysis of main CDTM parameters has been done by using nonlinear FEM and catenary theory. Bundle on-bottom stability in anchor water and during off-bottom tow has been checked.
4. Simple davit lift analysis of bundle has been done, it is found that pipeline strength requirement can not be met, multi-davit lift is thus advised. Flooding and trenching analysis found pipeline strength meets requirement.

Key words: Pipeline bundle; Combined tow method; Pipeline installation

哈尔滨工程大学 学位论文原创性声明

本人郑重声明：本论文的所有工作，是在导师的指导下，由作者本人独立完成的。有关观点、方法、数据和文献的引用已在文中指出，并与参考文献相对应。除文中已注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经公开发表的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

作者（签字）：董果

日期： 2009年3月9日

哈尔滨工程大学 学位论文授权使用声明

本人完全了解学校保护知识产权的有关规定，即研究生在校攻读学位期间论文工作的知识产权属于哈尔滨工程大学。哈尔滨工程大学有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件。本人允许哈尔滨工程大学将论文的部分或全部内容编入有关数据库进行检索，可采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文，可以公布论文的全部内容。同时本人保证毕业后结合学位论文研究课题再撰写的论文一律注明作者第一署名单位为哈尔滨工程大学。涉密学位论文待解密后适用本声明。

本论文 (在授予学位后即可 在授予学位 12 个月后 解密后) 由哈尔滨工程大学送交有关部门进行保存、汇编等。

作者（签字）：董果

导师（签字）：宋伟鑫

日期： 2009年3月9日

2009年3月9日

第1章 绪论

1.1 课题的目的和意义

现如今国际油价的高涨极大地促进了边际小油田的开发，而边际油田的开发与否，其所需的投资及经济效益是重要的考虑因素。在油田建设、开发的工程总造价中，海底管道作为海洋油气开发中必不可少的结构占有相当比重，而海底管道的安装又占有海底管道总造价的主要部分。这主要是因为：一方面，海上安装船队的费用很昂贵，而且有时很难找到合适的安装船队；另一方面，边际油田内部所需的管道往往都比较短，这对安装提出了更高的要求，也使得安装费用更加昂贵。我国现有海底管道的铺设施工，主要采用铺管船铺管，这种方法需要有一系列机具与船舶配合，如用于拖带、运输、测量、定位、交通联络、潜水等的工作船舶，工程费用较高。为了降低我国边际小油田的开发成本（主要是海底管道建设、安装成本），促进我国海洋石油事业的持续发展，本论文将研究一种技术可行、安全保证、经济有效的海底管道建设、安装新方案。

本论文所采用的集束管道技术，不但可以提高海底管道的安全性及可靠性，降低海底管线的总工程投资（包括铺设费用），而且特别适合采用拖航法进行海上安装作业。本论文研究的集束管道拖航技术是指通过拖船拖带将集束管道运输至预定海域，该技术不需专用铺管船，而使用租金便宜的拖轮，这大大降低了海上安装的工期和费用。本论文提出的集束管道复合式拖航新方案整合了各种拖航方法的优势，极大地扩大了管道拖航适应水深和海洋环境范围。另外，本论文还介绍了国外最新管道拖航方法—悬链式拖管法，运用此拖管法可以完成水深2000米以内的深水海底管道安装，从而为解决深水海底管道安装这一一直以来困扰海洋工程界的难点问题提供了一种新的解决方法。海底管道拖航工艺技术复杂、风险高，在拖航过程中海底管道会受到风、波浪及海流的作用，为确保拖航过程的安全及经济，分析拖航过程中管道的强度并设计合理的拖航方案极其重要。目前，国内对铺管船铺设过程中

管道的状态已有较成熟的研究，但对拖航过程中海底管道的研究则甚少。由于集束管道技术是国外拥有发明专利的技术^{[1][2][3]}，国内尚没有相关研究。综上所述，本论文所进行的集束管道拖航安装设计与分析为解决边际油田开发以及海底管道安装提供了一种全新的、既经济又可行的新方案，对于提高国内海底管道安装技术具有十分重要的现实意义。

1.2 集束管道技术

1.2.1 集束管道定义

集束管道系统由运送管、护套管、加热管、输油管线以及辅助部件组成，目的是通过集束的方式实现海洋石油生产所需输送要求。

管束系统分为两类：一类称之为开放式，如图1.1A所示，是将单独的管线（含电缆）用卡（夹）具或绳索固定成一体。海上安装时，视需要可能配置运送浮筒。这种形式制造相对简单，但管线容易遭到破坏。另一种称为封闭式，如图1.1B所示。封闭式管束是将诸多的出油管线、注水管线、加热管线和电缆等汇集在一根大口径的运送管内，该运送管对内置的众管线形成机械和腐蚀保护。这种类别的管束，尽管制造复杂，但优点更突出，故应用较多，技术发展也更快^[4]。本论文主要针对封闭式管束系统。

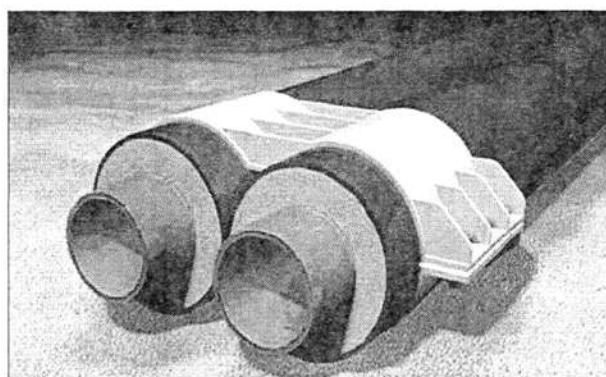


图1.1A 开放式集束管道实例

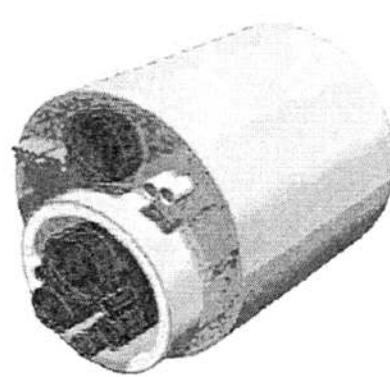


图1.1B 封闭式集束管道实例

1.2.2 集束管道技术的应用和发展

集束管道技术在世界上的应用已超过20年，应用最多的是在北海和墨西

哥湾。1980年在北海设计安装了第一个集束管道系统，其海上安装采用控制深度拖管法(CDTM)，运送管(carrier pipe)外径为12.75英寸，总长度为800米。随后，在北海和墨西哥湾以及世界各地设计和安装了许多不同尺度的集束管道系统，其复杂度、总长度和内置管线(含电缆)数量以及水深都迅速增大，到目前已超过100个。在2000年设计安装的最大尺度集束管道，其运送管外径达到50英寸，总长度达到14千米^[4]。目前该技术主要应用于浅水平台间的短距离油气输送、注水、及动力或控制电缆，但随着全世界深水油气田的开发，集束管道技术也开始应用于深水，如在水深1400米的西非KIZOMBA油田就采用了集束管道技术。国外主要有三家公司从事集束管道工程：Brown&Root Energy Services(Rockwater)、RJ Brown以及Smith Land Marine。

1.2.3 集束管道技术特有优势

目前，国外对集束管道技术开展的研究比较多，相关的专利申请不少^{[1][2]}^[3]，集束管道技术在国外（特别是北海）也得到了很广泛的应用。相对于普通海底管道，集束管道主要具有以下特有优势^{[4][5]}：

1. 集束管道技术的最大优势是海上施工不需要租金昂贵的铺管船和大型浮吊，数根管道和电缆能够一次性拖航就位，从而最大限度地降低海上施工作业费用及作业时间。
2. 集束管道具有优异的保温性能，可以满足深水开发的要求。集束管道的外部运送管能够给内部的油、气、水管线提供良好的热绝缘，另外，运送管内部还可以填充保温材料。国外专利[6]还提出了通过在集束管道内部布置加热管线来提高其保温性能的新方法。
3. 集束管道由于其自身特点非常适合采用拖航法进行安装。而相对于常用的铺管船法，拖航法安装海底管道具有经济、安全的特点。另外，拖管法还拥有适应水深范围大（复合式拖管法），能进行深水海底管道安装（悬链式拖管法）等优势。
4. 集束管道可以在岸上预制，焊接质量高，成本也比在海上连接低很多。

我国近海海上油田生产的原油多具有高黏、高凝、高蜡特性，在高压、低温的情况下容易在管道内形成结蜡，这给石油生产带来很多麻烦。另外，国内现有油、气、水海底管线和电缆都是分别制造、施工、安装，所需费用比较高。集束管道由于具有良好的保温性能，同时还能通过多根管道、电缆一起安装来减少安装费用等优势，相信其在我国海上油田（尤其是边际油田）的开发中将具有非常广阔的应用前景。

1.3 海底管道安装方法

常用的海底管道安装方法包括：铺管船法、卷筒法和拖管法。

1.3.1 铺管船法

S型铺管法是目前铺设海底管道最为常用的方法。这种方法一般需要安排一艘或者多艘起抛锚拖轮来支持铺管作业。在开始作业前，需要将一个锚定位在海床上，然后将锚缆引过托管架并系到第一根管子的端部。管道在托管架的支撑下，自然地弯曲成S型曲线^[7]。

J型铺管法是从20世纪80年代以来为了适应铺管水深的不断增加而发展起来的一种铺管船法。这种铺管法实质上是张力铺管法中的一种，在铺设过程中借助于调节托管架的倾角和管道承受的张力来改善管道的受力状态，达到安全作业的目的^[7]。

1.3.2 卷筒法

卷筒式铺管法是20世纪末开始发展起来的一种新型的铺管方法，这种铺管方法先将管道在陆地预制场地上接长，然后卷在专用滚筒上，最后送到海上进行铺设施工^[7]。

1.3.3 拖管法

拖管法又可分为以下几种方法：浮拖法(surface tow)、水面下拖法(below surface tow)、离底拖法(off-bottom tow)、底拖法(bottom tow)、控制深度拖法(CDTM)以及复合式拖法(combined tow)。

1. 底拖法：管道紧贴着海底，由拖船通过拖缆将管道拖航前进，其需要的拖力最大，但疲劳损伤最小。

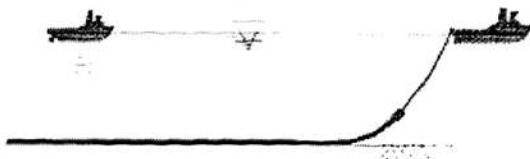


图 1.2 底拖法示意图

2. 离底拖法：利用浮筒和压载链将管道悬浮在距海床一定高度上，再由拖轮拖航。这种方法适用于海底地形已知情况，需要的拖力很小，疲劳损伤也较小。

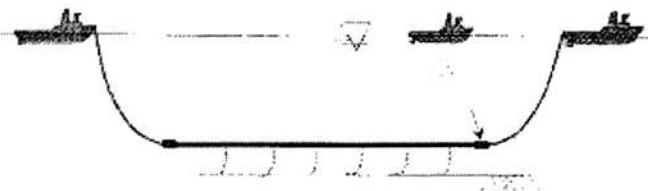


图 1.3 离底拖法示意图

3. 浮拖法：管道漂浮在水面，首部由首拖轮通过拖缆拖航，尾部用尾拖船通过拖缆控制管道在水中的摇摆。这种方法适用于海面平静、风浪较小的海域，拖航速度较快，但波浪引起的管道疲劳损伤较大。

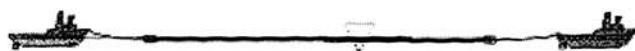


图 1.4 浮拖法示意图

4. 控制深度拖法：管道被控制在水面以下一定深度悬浮着，由水面拖轮牵引。拖航时水对压载链的拖曳力产生一种升力，减小了管道水下重量。拖速越大，拖缆与垂直方向夹角也越大。这种方法在国外应用最多，研究也最广泛。



图 1.5 控制深度拖法示意图

5. 水面下拖法: 此方法与浮拖法相似, 只是为了避免波浪对管道的影响, 利用浮筒将管道悬浮在距海面一定深度下。相对于浮拖法, 此方法可使管道的运动和疲劳损伤都大大减小。



图 1.6 水面下拖法示意图

6. 复合式拖法: 复合式拖法是几种拖航方法的组合, 根据离海岸距离及水深的不同, 综合采用多种拖管法, 从而充分发挥各种拖管法的优势。文献[8]所采用的复合式拖法为: 从制造场地到近海遮蔽水域采用离底拖法, 从近海遮蔽水域到解脱浮筒的临时停泊处用控制深度拖法, 最后采用悬链式拖法完成在深水的拖航。文献[9]所采用的复合式拖法为: 从制造场地到近海遮蔽水域采用浮拖法, 从近海遮蔽水域到解脱浮筒的临时停泊处用控制深度拖法, 最后采用离底拖法完成在油田内部的拖航。

选择拖管方法时的主要考虑因素有: 管道负浮力大小、管道长度、拖航水深、海床及海洋环境等。

1.3.4 拖管法优势

相对于常用的铺管船法, 拖航安装海底管道具有以下明显优势:

1. 拖管法由于不需要铺管船等专用设备, 费用较低。在北海, 使用拖管法安装海底管道的费用约比使用铺管船法少一半^[10]。

2. 拖管法可分为好几种, 这使其适应水深范围很大, 最新发明的悬链式拖法还能完成深水海底管道的安装。

3. 油田内部往往存在各种管线和其它设施,从而限制了铺管船锚泊系统的使用。
4. 集束管道一般直径很大,无法进行铺管安装,只能选用拖航安装。
5. 拖管法比较不受天气条件的影响,并且拖航过程中管道应力远较铺管为低,约为铺管船的 $1/3$ ^[10]。

1.4 国内及国外相关研究现状

1.4.1 拖管的新方法及新工艺

Subsea7公司最新发明了一种深水海底管道拖航方法—悬链式拖法(catenary tow),并为此申请了专利。该方法是CDTM的改进,相比于CDTM,其要求的拖缆很短,管道基本上直接与拖船相连。深水海底管道由于需要抵抗外部静水压力,其壁厚很厚,这使其水下重量很大,而依靠现有技术却很难制造出能抵抗深水静水压力的浮筒。悬链式拖法为了适应深水环境,设计为不需要浮筒提供浮力,使管道在水下重力作用下在两拖船之间呈悬链线状。悬链式拖法不适合进行浅水拖航,因为浅水时需要很大的拖船张力使管道保持在海床面以上^[8]。

Acergy公司最近也发明了一种最新的海底管道拖航方法—波浪形拖管法(wave configuration tow),并为此申请了专利。该方法通过在管道中部使用拖船提升管道或通过控制浮筒的配置使管道上间隔形成正、负浮力段,从而使管道在水面下呈波浪形状。此方法的适用水深范围较大,另外,由于没有张力作用,管线呈波浪状,其最大拖管长度可达10千米^[11]。

法国天然气公司申请了一种称为RAT(Remorquage拖、Aboutage连接、Tension张力)的管道安装方法专利。该方法是一种综合方法,用一条铺管驳将管子铺设到海床,而用浮拖法或水面下拖法将长段管子供应给铺管驳。该方法还采用浮力可变的浮筒替代常规铺管驳上的托管架及张力器来支承管道并使其沉到海床。这种方法可使海上工作量减为最小,而且也可减小铺管船的尺寸和复杂程度^[12]。

深水拖管的一个重要方面是浮力装置的设计和回收。为了能在不增加壁厚的条件下避免浮筒在静水压力作用下的压溃破坏, Subsea7公司发明了一种新型浮筒, 其内部可以充满氮气来抵抗外部静水压力, 从而避免压溃破坏, 并可采用水下机器人(ROV)进行浮筒的回收^[8]。

1.4.2 拖航管道的静力分析

目前, 国内针对拖航管道进行过一些较为初步的静力分析, 但存在过于简化以及与实际状况相差较大等问题。彭兴黔、白鹏飞利用有限元法求解了控制深度拖法管线的三维大挠度静态问题, 得到了拖航速度、张力对管线挠度和弯距的影响^[13]。该论文没有考虑到海流对压载链的升力与曳力作用, 与实际不太相符, 同时也没有针对拖缆进行分析。梁政提出了一个浮拖时管道所受浮筒力的计算公式, 并采用加权残值法求解管道浮拖时的非线性微分—积分方程^[14]。该论文所提出的浮筒力计算公式没能考虑自由表面带来的浮筒浮力变化, 同时还忽略了管道所受的波、流力, 这些都对结果的准确性带来很大影响。李金成进行了海底管道底拖、浮拖和离底拖的施工分析^[15]。该论文对于底拖, 只进行了牵引力计算; 对于浮拖, 该论文没有考虑到自由表面带来的浮筒浮力变化, 也没有考虑波浪相位角变化而将波浪力视为沿管道长度方向均布, 同时也没有考虑到拖航速度的影响, 这些都使得结果不够准确; 对于离底拖, 该论文没有考虑海流对压载链的曳力与升力作用, 也没有进行管道离底拖时的稳定性计算。该论文将离底拖时压载链所受摩擦力考虑为管轴法向与切向两个方向, 事实上, 压载链所受摩擦力方向应为与拖航速度方向相反。

国外针对拖航管道进行的静力分析较少, 更多的是进行拖航管道的动力与疲劳分析。V.Sllot利用Orcaflex软件对采用波浪形拖管法的管道进行了数值模拟, 并对关键施工参数进行了敏感性分析^[11]。Young Sik Jang提出了管道在控制深度拖时的改进静力平衡方程, 其通过采用加强悬链线理论得到管道初始形态来改善非线性分析时的收敛性, 同时采用了一种改进的直接迭代方法

来考虑管道变形后所受到的海流力^[16]。

1.4.3 拖航管道的动力及疲劳分析

在最近的一次拖航中，Subsea7公司的集束管道发生了“hockey-stick”扭曲，带来了几百万英镑的损失，促使人们更多地研究管道在拖航过程中的动力问题。

Mendes P.L.F比较了拖船与管道耦合和非耦合两种情况下，不同周期波浪对控制深度拖管道动应力的影响，结果表明：拖船运动对管道的影响很小^[17]。xiao qing Liu研究了大尺度浮拖管道在规则波和不规则波作用下的动力响应，结果表明：当波浪周期很大时，二阶漂移力有可能引起管道的共振^[18]。

Garrett, D.L采用时域动力模型研究了浮拖和近表面拖管道在规则波和不规则波作用下的动态响应和共振问题，同时还研究了富裕浮力大小对管道动态特性的影响。结果表明：浮拖时，自由表面引起的浮力变化将抑制管道的动力放大，因此，浮拖管道动态响应比近表面拖管道动态响应小^[19]。Langley, R.S线性化波浪力后对拖航管道进行了频域内的随机动力分析^[20]。Albertus. Dercksen利用集中质量法对CDTM拖管道进行了时域动力分析，并模拟了前、后拖缆断裂时管道形态的动态变化^[21]。

I.C. Smitha研究了立管拖航安装全过程的动力响应问题，结果表明：对于接近立管固有周期的低波峰长破碎波，采用水面下拖航方法时，管道上会产生很高的动应力。其还分别对规则波和不规则波作用下的拖航立管进行了动力分析，并比较了采用瑞利分布法和雨流计数法得到的立管拖航疲劳损伤^[22]。

Alf Roger Hellestø研究了离底拖和悬链式拖组合时，不同方向和周期波浪对管道动态和疲劳的影响，结果表明：当浪向为45°时管道的动应力和疲劳损伤最大^[8]。I.C.P. da Cruz研究了管道在拖航过程中的波浪疲劳和VIV疲劳，结果表明：采用悬链式拖航时，如果张力较小，VIV疲劳将较大^[23]。R.Di Silvestro研究了不同波浪周期、浪向、张力以及拖航速度对浮拖管道疲劳损伤

的影响，并比较了极端海况下采用水面下拖航、翘起式拖航(stand-by tow)和浮拖三种拖航方法时的疲劳损伤^[24]。

1.4.4 管道的拖航实验

总体而言，管道拖航的实验分析非常有限，很多管道拖航问题尚有待通过实验的方法来证明和解决。Tatsuta和Kimura对采用水面下拖法管道进行了3种模型实验。第一个是小刚度管道，管道上附有浮体。第二个是大刚度管道，管道上附有浮体。第三个是大刚度管道，但上面没有浮体。在他们的实验中，波浪为沿管道轴向，不考虑拖航速度。结果表明：大刚度管道的响应与波高呈线形，而小刚度管道的响应与波高呈非线形。1975年，法国的PIPE ACIER PROFOUD公司在北海对浮拖和近表面拖管道进行了实测试验，目的是验证在波高4米、拖速为6节的极端条件下管道拖航的可行性，并将所得到的弯矩、加速度和拖力数据与计算值进行了比较^[11]。马良等对海底管道牵引铺设过程中的管壁与基土间的摩擦阻力进行了试验研究，确定了三种典型土的摩擦阻力系数，并得到了摩阻力的计算公式^[25]。

1.4.5 国内拖管技术应用及存在问题

1985年，在渤海埕北油田，由日本新日铁公司（NSC）和我国渤海石油公司（BOC）合作，采用浮拖法成功地铺设了一条1.6千米的海底管线^[13]。胜利油建公司至今已进行过很多次的管道浮拖与底拖施工，浮拖法由于很适合于埕岛海域水文和气象特点，是目前埕岛油田海底管道工程建设中的主要施工方法^[26]。国内另一主要海工施工单位曾拟采用浮拖法进行400米长海底管道铺设，后因技术不成熟、风险大而放弃。

胜利油建公司申报的“浅海油田海底管道浮拖法施工工法”获得2001-2002年度国家级工法(YJGF70-2002)，但其只适用于水深在1~18米，距预制现场小于30海里的胜利埕岛油田海域。从中也可看出，国内目前拖航管道长度较短，且仅限于在滩海水域进行。另外，目前国内针对拖航管道开展的相关分析研究较少，尚不足以指导远距离、大长度管道的拖航。此外，除

浮拖和底拖外国内尚无其它拖管法应用实例。

2006年度国家863申报项目中包括有“深海管道安装施工技术”，虽然其中提到“优先提出2000米水深条件下J型铺管法和S型铺管法施工工艺指南”，但是有理由相信通过针对集束管道拖航技术开展深入研究，将来利用拖管法完全可以实现在2000米水深条件下安装海底管道。

综上所述，开展对大长度、深水拖管法管道的分析与研究，对我国海底管道施工具有重要意义，也非常必要。

1.5 本文的主要研究内容

目前国内针对集束管道以及拖管技术的相关研究很少，已有的也做了较多简化。鉴于此，本文将开展对集束管道拖航安装的设计与分析，主要内容如下：

1. 介绍集束管道技术以及拖管技术的最新进展，综述有关拖航管道的主要研究方向。
2. 进行集束管道复合式拖航施工方案设计，并对集束管道进行等效简化。
3. 对浮拖管道进行共振分析，研究不同波浪周期、浪向对浮拖管道共振的影响。
4. 对控制深度拖管法(CDTM)管道进行力学分析，并对主要施工参数进行敏感性分析。
5. 对离底拖管道进行水下稳定性分析。
6. 对提吊对接、充水下沉及挖沟埋设阶段管道进行力学分析。

第2章 集束管道复合式拖航方案设计

国外介绍管道拖航的相关文献不少，但是涉及拖航施工方案设计的却极少，即使某些文献中对拖航方案有所介绍，也非常简单且不系统。国内目前的拖管技术应用则仅限于滩海水域。基于以上考虑，本章将主要按照DNV规范^[27]（以下简称规范）关于管道拖航的相关规定进行集束管道复合式拖航方案设计（没有进行规范要求的应急预案编制），方案当中较多地参考了国内、外相关技术。

2.1 复合式拖航方案概述

本方案主要研究在水深 200 米内拖航安装 3000 米长集束管道，拖航距离从管道预制场地到管道安装水域总共为 880km。本方案中，集束管道拖航安装分为下水、拖航及油田内部安装三个阶段。管道的拖航方法有很多种，每种拖管法都有其相应的适应水深、海床及海洋环境。为了充分发挥各种拖航方法的优势，提高拖航安装过程的经济性和安全性，本方案中管道拖航选用复合式拖管法，即先后采用浮拖、CDTM 和离底拖。图 2.1 为复合式拖航方案示意图，具体拖航方案如下：

- 采用浮拖法将管道从预制场地拖至近海遮蔽水域，拖航距离为 40 km，设计拖航速度为 2m/s。
- 采用 CDTM 完成管道在外海的拖航，拖航距离为 800 km，设计拖航速度为 2.1m/s。
- 采用离底拖法完成管道在油田内部的拖航，并最终拖至安装水域，拖航距离为 40km，设计拖航速度为 1m/s。



图 2.1 复合式拖航方案示意图

表 2.1 给出了复合式拖航各个拖航阶段的水深和拖航距离。

表 2.1 各拖航方法拖航距离和水深

拖航方法	水深(m)	拖航距离(km)
浮拖	0~50	40
CDTM	50~150	800
离底拖	100~150	40
汇总	0~150	880

2.2 集束管道下水设计

集束管道的制造和装配一般在岸上完成，为了进行管道的拖航作业，需要先进行管道的下水作业，即把管道从岸上预制场地拖拉至离海岸约几千米的一定水深处。本节将进行集束管道下水过程及相关准备工作的设计。

2.2.1 集束管道预制

根据规范要求，管道安装方案中须包括管道制造方案。集束管道的预制可分为以下两种：与海岸线垂直的垂直预制；与海岸线平行的平行预制。这两种预制方法各有优缺点，最大的区别在于：垂直预制时，由于预制场地一般较短，在下水时需要进行管段的对接以达到预定长度；平行预制时，管道可以一次性制造完成，并且进行水压试验。管道垂直预制国内采用得比较多，考虑到本例集束管道比较长，很难找到合适的垂直预制场地，本方案中集束管道预制采用平行预制。

集束管道制造时，一般是先完成外部运送管和内部各管的制造，然后对各管进行总体集束。集束管道制造技术较为复杂，这主要体现在各管的总体集束上。根据国外相关介绍，集束管道总体集束的具体步骤如下^{[6][28]}：

- 将焊接好的完整运送管放在支撑座上，用楔子垫来防止滑动
- 将分段建造好的油气管、注水管及电缆用间隔块按照设计好的间隔捆绑在一起，然后放在支撑座上

- 将安装拖线用清管器从输送管的另外一端发送过来
- 将安装拖线连接到绑好的内管拖耳上，然后开始拖拉内管，由于每个间隔块上都设有两个滚轮，因此内管在运送管内部运动时的阻力较小
- 当拖拉的内管到位后，进行隔舱壁的焊接连接
- 在集束管道的两端安装拖头
- 在首拖头上焊接拖航使用的小拖头
- 对汇总完毕的集束管道系统进行最后的水压试验
- 对集束管道进行最后的检查，准备下水



图 2.2A 集束管道平行预制图

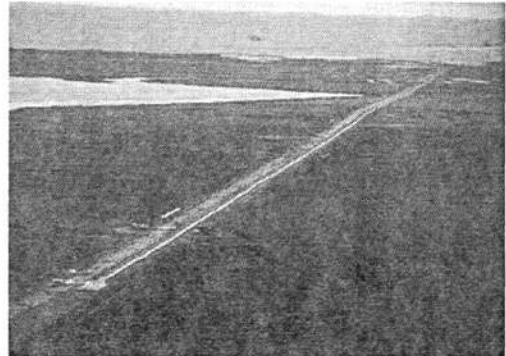


图 2.2B 集束管道垂直预制图

2.2.2 集束管道下水准备

规范规定：管道拖航方案须包括拖航船舶以及其它拖航必需设备的清单。这里根据集束管道复合式拖航的实际需要，确定本方案所需主要设备如下：

- 吊管机4~5台，用于管道下水
- 绞车2台，用于管道下水
- 索具及拖缆
- 5300HP（根据4.2.2.2节计算得到）首部主拖轮1条
- 2600HP（根据4.3.2节计算得到）尾部辅助拖轮1条
- 800HP工作船（根据规范规定用来防止第三方船舶干扰）1条
- GPS定位系统

按照规范要求，本方案将集束管道下水作业的环境要求定为：风力不大于4级，流速不超过1 m/s，波高不大于3米。

2.2.3 集束管道下水步骤

国内管道预制一般都采用垂直预制，因此，管道下水时也都利用专门的下水滑道进行垂直下水，这方面国内应用较多^{[29][30]}。本方案由于管道采用平行预制，且预制场地离海岸线较短，管道下水可以采用无需下水滑道的平行下水方法，平行下水的具体步骤如下^[28]：

- 将预制完毕的集束管道移下支撑座
- 用吊管机将集束管道移动到下水线位置
- 将首拖轮的拖缆连接到集束管道的拖头上
- 用吊管机将集束管道移动到水中
- 拖轮开始拖动集束管道
- 从尾部绞盘车上释放拖拉控制缆，集束管道在拖轮拖力作用下开始偏转
- 集束管道在拖力作用下继续偏转
- 直到集束管道偏转成一条直线，开始最后检查，准备拖航，下水完毕

规范关于管道下水的相关规定有：须注意管道下水时的应力，保证管道保温层和防腐层不受磨损。规范还特别规定：如果管道需要在水中长时间等候拖航的话，须注意附着海洋生物对管道水下重量的影响。整个下水过程中，管道的最小转弯半径为253米，由公式（2-1）确定。如果由于未知的原因，首拖轮无法拖动集束管道进行下水，可以等到高潮位时，集束管道部分浸没于海水中，再进行下水作业。

$$\begin{aligned}
 R_{\min} &= \frac{ED}{2[\sigma]} & (2-1) \\
 &= \frac{2.1E11 \times 0.864}{2 \times 358E6} \\
 &= 253(\text{m})
 \end{aligned}$$

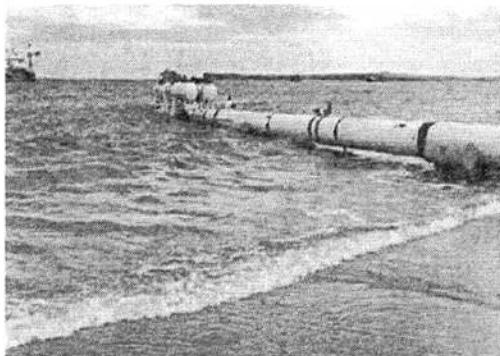


图 2.3A 集束管道垂直下水图



图 2.3B 集束管道平行下水图

2.3 集束管道拖航设计

集束管道下水结束后，进行最后的拖航检查，在获得船级社的批准拖航证书后即可开始拖航。本节将进行集束管道复合式拖航的施工方案设计。

2.3.1 拖航准备及浮力调整

进行管道拖航前，按照规范要求须进行拖航路由调查，并据此设计拖航路线。规范规定选择海上拖航路线时的主要考虑因素有：

- 尽量避免拖航路线中存在油气生产设施
- 最大限度地避免商用船舶航线及捕鱼作业区
- 在拖航路由中的转弯处应保持足够大的转弯半径
- 提供必要的油田朝向角度以利于集束管道的最后定位
- 保证集束管道不接触已建管线

集束管道拖航前还须进行相关准备工作，主要包括：

- 在拖头和浮筒内充满高压氮气
- 将拖缆连接到拖头上，回收尾拖头上的绞车缆，在首、尾拖头上施加预张力以防止管道在海流作用下产生过大变形
- 检查管道上的水下定位系统、水下监控系统
- 检查管道的拖头、阀门、结构完整性
- 调整首、尾拖缆长度

由4.2.2.3节计算可知，集束管道的水下负浮力对CDTM拖航时的管道挠度有重要影响，每5N/m的水下负浮力变化将引起管道最大挠度约10米的变化。此外，管道水下负浮力还对集束管道应力、水下形态以及拖船拖力都有重要影响。因此，为确保集束管道的负浮力在一定合适范围内，这里将按照规范要求在管道下水完成后进行负浮力校核。本方案规定管道水下负浮力须在 $51.6 \leq W_{subm} \leq 61.6$ 范围内，如果管道水下负浮力不在此范围内，须进行完水下负浮力调整后才能开始拖航。水下负浮力调整通过增加或移除整条压载链来实现。

2.3.2 管道在近海的浮拖

浮拖法工艺简单、拖航速度较大，但对海上气象、风浪等条件依赖性高，容易因环境原因中断作业造成较大损失。基于此，本方案选择在风浪较小的近海水域采用浮拖。整个浮拖耗时约6~7小时，平均拖航速度为1.5~2.0m/s，实际拖航速度取决于海况，最大拖航水深50米。拖航过程中尾拖船保持最小100 kN的张力，首拖船最大张力不超过1000 kN。浮拖设计施工参数见表2.2。

表2.2 浮拖设计施工参数

首拖船拖力	首拖缆长度	尾拖船拖力	尾拖缆长度	拖航速度
700kN	50m	200kN	50m	2.0m/s

当管道浮拖至预定海域后，进行浮筒的解脱。当所有浮筒都解脱后，首、尾拖船放缆，管道下沉，直到拖头下降到水下30米深处。此时，浮拖结束，接下来将进行CDTM拖航。

2.3.3 管道在外海的 CDTM 拖航

CDTM拖航速度快，通过调整施工参数能使管道在海床面以上保持任意需要的高度，从而能适应不同的水深和海洋环境。基于以上考虑，本方案在拖航距离占整个拖航距离大多数的外海选择采用CDTM拖航。规范关于CDTM拖航的规定有：拖缆张力和管道所处水深须保持在限度内，当不满足要求时须通过添加或移除压载链来调整。

CDTM 拖航施工的关键是：根据水深、海床形态和海况适时调整拖航参数（拖速、拖缆长度和尾拖船张力），使首、尾拖头和管道中部都保持在合适的水下深度。为了保证在 CDTM 拖航时，首、尾拖头至少在水下 20 米，管道离海床至少有 20 米的净空，拖航路线上的水深要求为不小于 50 米。如果在拖航过程中发现管道将要上浮至水面，应每隔 2 分钟减小 2~3 吨的首拖船拖力，直到拖头回到距水面 30 米以下。如果管道中部低于水下 80 米时，应每隔 2 分钟增加 2~3 吨的首拖船拖力，直到管道中部保持在水下 50~60 米。

为了防止管道上浮和过大挠度（取为 60 米），根据 4.2.2.2 节分析结果，本方案规定 CDTM 拖航速度范围为 1.9~2.32m/s，首拖船拖力范围为 768.5kN~971.4 kN。由 4.2.2.4 节计算可知，当需要通过收、放缆改变拖头水下深度时，可以通过以下规律确定所需要的收、放缆长度：缆长每改变 ± 10 米将引起拖头水下深度 $\pm 3\sim \pm 4$ 米的改变。由 4.2.2.7 节计算可知，当侧向海流速度达到 0.3m/s 时，管道应力将急剧增大，因此，本方案规定 CDTM 拖航过程中侧向海流速度应不大于 0.2m/s。当侧向海流速度超过 0.2m/s 时，须改变拖航方向为与海流速度方向相同。取平均拖航速度为 2.0 m/s，经计算，整个 CDTM 拖航耗时约 110 小时。表 2.3 为由 4.3 节计算结果得到的 CDTM 拖航设计施工参数，其中首、尾拖头水深取为 30 米。

表 2.3 CDTM 拖航设计施工参数

拖航速度 (m/s)	首拖船拖力 (kN)	首拖缆长度 (m)	尾拖船拖力 (kN)	尾拖缆长度 (m)	管道最大 挠度(m)
1.9	768.5	44.8	300	40.9	61.3
2.0	813.7	36.5	300	30.7	46.8
2.1	860.8	27.0	300	20.7	32.4
2.2	909.8	15.8	300	10.8	17.6

当集束管道拖航至目的海域后，通过降低拖航速度和从拖船放缆的受控方法将管道向下放置到海床。当集束管道的中部接触到海床后首拖船放缆，当集束管道稳定在距海床5米左右时，所有拖船同时放缆，并将张力减到最小。具体步骤如下^[9]：

1. 当首拖船到达停泊水域后，开始减速
2. 以10吨的步长减小首拖船拖力，以5吨的步长增大尾拖船拖力
3. 当管道中部压载链接触海床时，从首、尾拖船放缆
4. 管道稳定并漂浮在海床5~6米处时，减小拖船张力
5. 读取水下深度、静水压力和海床面流速等数据
6. 为了增加管道在离底拖时的侧向稳定性，通过辅助船增加压载链

此时管道呈离底式，集束管道准备进行随后的离底拖。

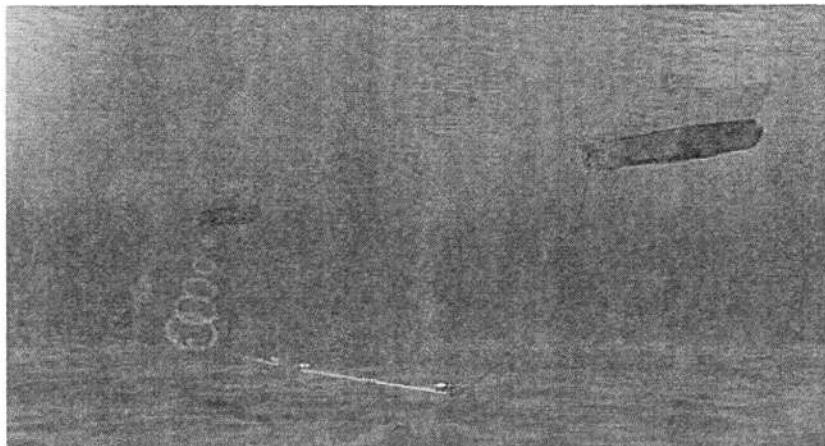


图2.4 集束管道 CDTM 拖示意图

2.3.4 管道在油田内部的离底拖

离底拖时，由于管道距离海床面很近，较容易实现管道在安装位置的精确就位。因此，本方案选择离底拖完成管道在油田内部的拖航，并最终利用离底拖完成管道的就位。由于油田内部一般有很多现有设施，离底拖须在事先确定的安装通道范围内进行，本方案中取安装通道宽为100米。

离底拖对天气要求较高，如果海床上流速不满足要求，须在停泊水域等

待。由4.3.1节计算结果可知，当侧向海流速度超过0.34m/s时，在停泊水域单独依靠海床摩擦力已不能保证管道的稳定性，须由尾拖船施加300kN尾张力。由4.3.2节计算结果可知，取离底拖最大可能侧向流速为0.3 m/s时，为了保证管道在安装通道范围内，所需最小尾拖船张力为510 kN。离底拖的具体步骤如下：

- 以100 kN为步长，逐渐增加首拖船拖力到783kN，逐渐增加尾拖船拖力到510 kN
- 拖航开始后，调节拖航速度使拖头漂浮在离海床5~10米
- 水下机器人监控管道的水下位置和中部的侧向偏移
- 当集束管道接近就位区时，降低拖航速度
- 在预先设计好的目标区，停止拖航，进行定位设备的布置
- 进行最后的管道就位，拖航速度尽可能小
- 拖轮的张力保持不变，直到测量人员确定拖头的最后位置满足设计要求为止
- 测量人员进行测量，最后确定集束管道全段的位置

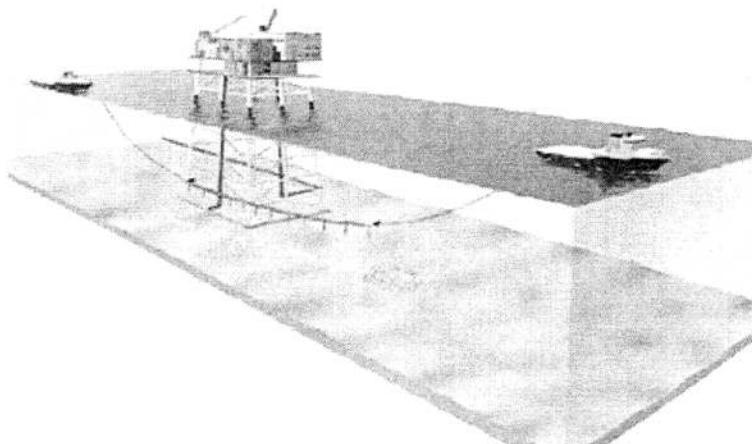


图 2.5 集束管道离底拖示意图

取离底拖平均拖航速度为 1.0m/s，经计算，整个离底拖耗时约 11 小时。下表 2.4 为 4.3.3 节计算得到的停泊和离底拖时设计施工参数。

表 2.4 停泊和离底拖时设计施工参数

工况	拖船	水平拖力 (kN)	垂直拖力 (kN)	拖缆长度 (m)	拖头深度 (m)
停泊	首拖船	300	5	554	130
	尾拖船	300	0	817	130
离底拖	首拖船	783	10	854	125
	尾拖船	510	10	959	125

当首、尾拖头到达预定区域后，离底拖结束。在进行管道安装前，首拖缆将被回收。首拖缆回收时，作用在首拖头上的水平拖力将逐步减小，当水平拖力减小到一定值时，将通过 ROV 进行首拖缆的解脱作业。拖缆回收具体步骤可见 4.3.4 节。

2.4 集束管道安装设计

集束管道的最后海底安装包括管道的偏移就位、管段对接、充水下沉和挖沟等。安装结束后，经过最后的在位检查就可以试运行了。

2.4.1 管道偏移就位

管道拖头进入安装目标区域后，由于海流的存在，管道的实际位置有可能与预定位置不符，需要进行管道的偏移就位。主要有以下三种常见的偏移就位方式^[31]：

1. 由锚定在管段首尾两端的两艘拖船来实现定位调整。定位调整时，由两艘拖船上的绞车来改变船的位置，从而带动管段改变其横向、纵向及轴线位置或定位。
2. 利用平台等结构物实现管段位置调整。这种方法适用于距离较近的平台间的管线，或是与平台相连接的管段，通过平台上的绞车和系于平台近海底处的转向滑轮可将管段拉向平台而实现位置调整。
3. 利用水下锚碇物DMA(Dead Man Anchor)实现定位调整。这种方法类

似于第二种方法，但转向滑轮系于锚碇物上，绞车则设于船上。这种方法只能调整管段端部位置。DMA可设计成可重复使用。

本方案采用第3种方式实现管道的偏移就位。偏移就位的具体步骤如下：

- 将水下摄像机就位于管道一侧
- 从工作船上放下DMA，并将其连接在管道拖头上
- 在首拖船保持25吨张力
- 在DMA上施加拖拉力，使管道偏移
- 监视管道的位置和形状，当拖头到达预定位置后放下DMA至海床上
- 用同样方法偏移另一拖头
- 确定拖头最后的角度在允许范围内

管道拖头偏移就位完成后，如果在海流作用下产生过大变形，还需对管道中间部位进行偏移，把弯曲部分拉直。就位完成后，管道就可以进行起吊对接了。

2.4.2 管段对接

拖管法最大的缺点是拖航管道长度较短，为了完成长距离管道铺设，需要将各管段分别完成拖航、就位后，再进行对接。各种管段对接方法中，适合于国内技术与装备情况且又比较可靠的主要有以下两种^[31]：

1.水上焊接对接。水上焊接被认为是最可靠的连接。在水深50米以内的海域，以及良好作业海况下非常适合，将两根待接管段的接头用吊车吊到临时托架上进行焊接。

2.水下法兰连接。国外经验表明，水下法兰连接是可靠的连接方法，只要一次通过试压检查，以后就不会有泄露问题，但其缺点是接头很难对接准确，而离底拖因为管道位置调整较易的特点，为使用法兰连接提供了有利条件。

由于国内目前进行过较多次的海底管道水上焊接对接，技术较成熟，本方案选择水上焊接法进行管道对接。水上对接的具体步骤如下^[32]：

- 用工程船把待接口的相邻两管段端部吊起、放下3次，以消除残余应力
- 吊到计算高度，经初步对口，确定多余的部分，并做好记号
- 割掉管段多余的长度
- 重新吊起两管端，套上接口处的加强套管，完成接口处的焊接
- 进行防腐层的补口、补伤
- 把接好口的管道放回水中

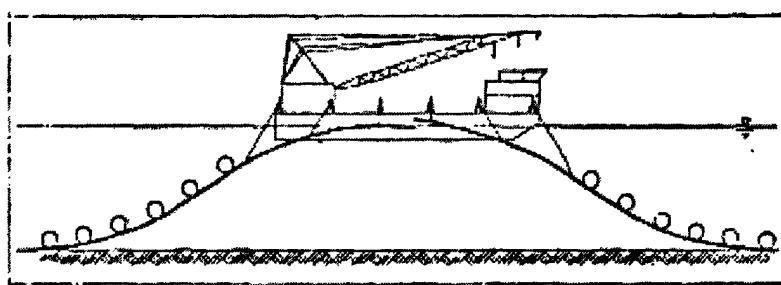


图 2.6 管段对接示意图

集束管道水上对接完成后，还需再放入海底。对接后的管道，在竖向平面为双S形曲线。显然，对接后的管道长度大于管段与海底面两切点之间的距离。因此，下放管道时，不能仅在竖直平面内下方，否则会因管道局部屈曲导致管道发生弯折，或使管道中间连接点不能着地。为使连接好后的管道安全下放到海底，在下方过程中除在垂直平面内下放，还应侧向移动，使其旋转90°在海底面成弓形，弓形曲线长度等于连接时双S曲线的长度。

规范中规定：为了防止在提吊和下放过程中，管道出现过大应力，须事先设计好合理的吊点布置及提升方案，提吊过程中还需密切注意各吊点的提升力。由5.1节计算可知，设置单吊点不能满足管道强度要求，因此，本方案设计为设置三个吊点。

2.4.3 管道充水下沉

管道对接完成后，将进行管道的沉放。管道下沉方法有三种：支撑控制下沉、管内充水下沉和浮筒控制下沉。本方案采用管内充水下沉方法，通过向

运送管内充水完成管道沉放。充水下沉的具体步骤如下：

- 利用ROV打开首拖头的充水阀门，首拖头沉放到海床上
- 确认首拖头充水下沉至正确位置，并且氮气全部排出
- 利用ROV打开运送管的充水阀门，集束管道沉放到海床上
- 利用ROV打开尾拖头的充水阀门，尾拖头沉放到海床上
- 利用ROV打开事先设置在运送管上的排气阀门，排出剩余氮气
- 关闭阀门

由5.2节进行的集束管道充水下沉分析可知，管道在充水下沉过程中的最大应力为201MPa，因此，充水下沉过程是安全的。

2.4.4 挖沟

为了满足集束管道海底稳定性要求，同时，为了防止船舶抛锚对管道造成的损害，本方案最后将对集束管道进行埋深2.0米的后挖沟法埋设。本方案采用的埋管机为意大利海底石油服务公司拥有专利技术的一种可装在管线周围能自动推进的深水埋管机，该机的主要特点是能完全自动推进，在挖沟时不会使管线产生过大的应力。

由5.3节进行的集束管道挖沟分析结果可知，当埋深2.0米时，管道在挖沟过程中的最大应力为327MPa。由5.3节分析还可知，实际挖沟应力应比327MPa小，因此，挖沟过程是安全的。

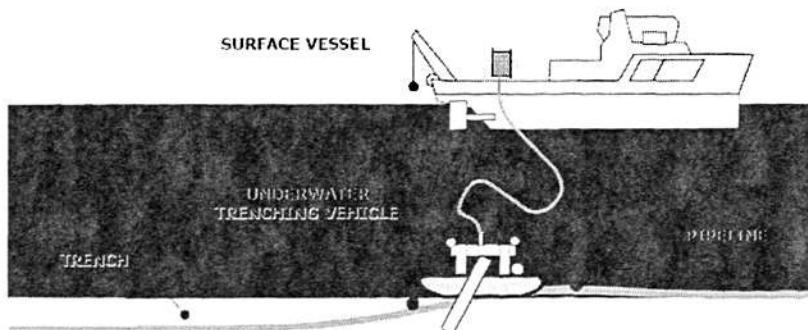


图 2.7 集束管道挖沟示意图

2.5 本章小结

本章按照DNV规范要求对集束管道拖航安装全过程进行了详细的方案设计，具体包括下水、复合式拖航及油田内部安装三个阶段。这里采用的复合式拖航方案根据各拖航方法的特点，在拖航过程的不同阶段分别采用三种不同的拖航方法，具有很强的水深和海洋环境适应性。国外实践已经证明集束管道拖航安装极具可行性和经济性，其所需的技术和设备也较为简单，完全可以应用于国内海底管道的安装。拖管法是一项综合性的海底管道施工技术，施工难度较大并且不断有新的创新，目前国内拖管施工经验较少，这要求我们以后应该多加开发利用。

第3章 集束管道拖航分析理论及参数

3.1 集束管道拖航分析理论

在集束管道拖航过程中，管道和拖缆在重力和海流力等作用下都呈现为弯曲形状并产生一定应力，为了保证拖航过程的安全性和操作性，需要对管道和拖缆进行受力和形态分析。选取合适的分析理论和模型对准确估计集束管道在拖航过程中的变形和应力至关重要。目前，普遍采用非线性大挠度梁理论来建立拖航管道的平衡微分方程，这种方法考虑了海底管道非线性、弹性以及几何非线性问题。在某些特殊情况下，为了解决大挠度梁的不收敛，也有采用其它方法建立管道的数学模型，如采用小变形线性梁理论(忽略管道的张力)或悬链线理论(忽略管道的弯距)，这两种方法分别适用于拖航管道较短和较长的情况。现将分析拖航管道和拖缆的几种理论介绍如下^[33]。

3.1.1 非线性大挠度梁理论

集束管道在拖航中的变形实际上是大挠度、非线性、弹性变形，属于几何非线性问题的范畴。目前，一般常用非线性大挠度梁理论来建立平衡微分方程，这种方法考虑了海底管道非线性、弹性以及几何非线性问题，能够解决管道二维、三维情况及静、动力响应问题。

我们假设管道为一细长的弹性体并规定来流方向与管道的变形均位于同一垂直平面xoy内，进行二维分析，建立如图3.1所示管道微元的受力图。

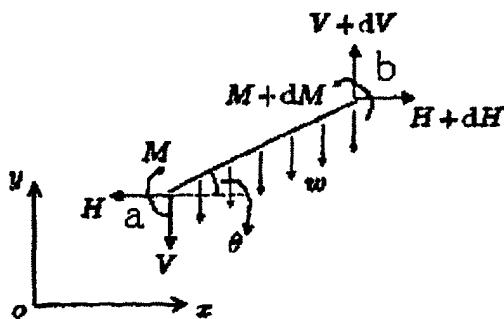


图 3.1 管道微元受力图

管道微元的水平力、竖直力和力矩平衡方程分别为:

$$\frac{dV}{dx} = -\frac{w-q}{\cos \theta} \quad (3-1)$$

$$\frac{dH}{dx} = 0 \quad (3-2)$$

$$\frac{dM}{dx} = V + H \frac{dy}{dx} \quad (3-3)$$

其中, w 是单位长度管道的空气中重量, q 是单位长度管道受到的浮力, θ 为管道微元倾角, H, V, M 分别是该处管道所受的水平力、竖直力及弯距。

根据图 3.1 定义, 管道倾角 θ 为:

$$\tan \theta = \frac{dy}{dx} \quad (3-4)$$

由此, 可得到下式:

$$\cos \theta = \frac{dx}{ds} = \left(\sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx} \right)^2} \right)^{-1} \quad (3-5)$$

因此,

$$\frac{d\theta}{ds} = \cos^3 \theta \frac{d^2 y}{dx^2} \quad (3-6)$$

在 α 节点处平衡条件有:

$$F = \frac{dM}{ds} = \cos \theta \frac{dM}{dx} = V \cos \theta + H \sin \theta \quad (3-7a)$$

$$T = H \cos \theta - V \sin \theta \quad (3-7b)$$

上式中, T, F 分别为管道在 α 节点处受到的张力和剪力。

由于集束管道弯曲变形很大, 其截面尺寸和变形长度相比很小, 可忽略管道的轴向变形和剪切变形的影响, 认为管道属于细长构件, 所以在物理关系中只考虑弯矩物理方程:

$$M = EI \frac{d\theta}{ds} \quad (3-8)$$

公式 (3-3) 对 x 求导, 并代入公式 (3-1) 得:

$$\frac{d^2 M}{dx^2} - H \frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{w-q}{\cos \theta} = 0 \quad (3-9)$$

把公式 (3-5), (3-6), (3-7) 代入公式 (3-9) 得:

$$\frac{d}{dx}(F \sec \theta) - H \sec^2 \theta + w - q = 0 \quad (3-10)$$

公式 (3-8) 对 x 求导, 再由公式 (3-6) 推得:

$$\frac{dM}{dx} = EI \cos^3 \theta \left[\frac{d^3 y}{dx^3} - 3 \cos^3 \theta \frac{dy}{dx} \left(\frac{d^2 y}{dx^2} \right)^2 \right] \quad (3-11)$$

再对 x 求导得:

$$\frac{d^2 M}{dx^2} = EI \cos^3 \theta \left[\frac{d^4 y}{dx^4} - 3\lambda \cos^2 \theta \right] \quad (3-12)$$

$$\lambda = 3 \frac{dy}{dx} \frac{d^2 y}{dx^2} \frac{d^3 y}{dx^3} + (5 \cos^2 \theta - 4) \left(\frac{d^2 y}{dx^2} \right)^3 \quad (3-13)$$

把公式 (3-12) 代入公式 (3-3) 得:

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} - 3EI\lambda \cos^2 \theta - H \sec^3 \theta \frac{d^2 y}{dx^2} + (w - q) \sec^4 \theta = 0 \quad (3-14)$$

进一步整理得:

$$\frac{d^2}{dx^2} \left[EIy \cdot (1+y^2)^{-\frac{2}{3}} \right] - Ty \cdot (1+y^2)^{-1} + f_x y' - f_y = 0 \quad (3-15)$$

上式中, T 为张力, f_x, f_y 分别为单位长度上的 x, y 方向外力。

在 CDTM 和离底拖时, 由于管道处在水面下较深处, 需考虑静水压力对管道内部有效轴向张力的影响, 弯曲管道受到的静水压力计算公式为^[16]:

$$F_x = [(P_i A_i - P_o A_o) + r(\gamma_i A_i - \gamma_o A_o)(\cos \theta - \sin \theta d\theta)] \cdot \sin \theta d\theta \quad (3-16a)$$

$$F_y = [(P_o A_o - P_i A_i) + r(\gamma_o A_o - \gamma_i A_i)(\cos \theta - \sin \theta d\theta)] \cdot \cos \theta d\theta \quad (3-16b)$$

上式中, P, A, γ 分别表示压力、截面积和流体比重, 下标 i 表示管内, 下标 o 表示管外。

将公式 (3-16) 代入 (3-15) 得:

$$\frac{d^2}{dx^2} \left[EIy \cdot (1+y^2)^{-\frac{2}{3}} \right] - (T + P_o A_o - P_i A_i) y \cdot (1+y^2)^{-1} - (\gamma_o A_o - \gamma_i A_i) = 0 \quad (3-17)$$

管道在拖航过程中, 相对于管道长度其变形很小, 因此 y' 可认为是一个小值, 公式 (3-17) 变为:

$$\frac{d^2}{dx^2}(EIy') - (T + P_o A_o - P_i A_i) y' = (\gamma_o A_o - \gamma_i A_i) + f_{yo} \quad (3-18)$$

上式中, f_{yo} 为不考虑静水压力的静力。

非线性大挠度梁基本方程是非线性微分方程, 解决这类非线性问题的方法很多, 主要有: 非线性有限元法、有限差分法、小参数法等。这些方法在求解精度、求解时间及适用范围等方面各自存在局限性。现将各种数值方法介绍如下^[34]:

1. 奇异摄动法

奇异摄动方法是一种渐近的分析方法。它是把微分方程中的未知量按照摄动参数的幂级数展开, 代回微分方程后, 方程依照该参数的幂次分解为若干个方程, 其最低幂次相应的方程, 就是该非线性方程的线性近似, 较易求解, 低阶解依次代入较高阶的方程, 就对线性解作出摄动性的修正, 由此得出非线性解。在解决弱非线性问题中奇异摄动法是行之有效的手段之一, 因而该方法可有效处理相对低刚度和高张紧力模型。

2. 有限差分法

有限差分方法是计算机数值模拟最早采用的方法, 至今仍被广泛运用。该方法将求解域划分为差分网格, 用有限个网格节点代替连续的求解域。有限差分法以 Taylor 级数展开等方法, 把控制方程中的导数用网格节点上的函数值的差商代替进行离散, 从而建立以网格节点上的值为未知数的代数方程组。该方法是一种直接将微分问题变为代数问题的近似数值解法, 数学概念直观, 表达简单, 是发展较早且比较成熟的数值方法。

3. 有限元法

用有限单元法解结构力学非线性问题, 在位移法中均反映在其单元刚度矩阵的非线性之中(动力非线性问题还与非线性阻尼力有关系)。不论材料非线性还是几何非线性, 解决的方法基本相同。目前主要有三种方法: 增量法、迭代法和最小化方法。

目前, 海底管道力学分析当中应用最广泛的数值方法是非线性有限元法。

3.1.2 自然悬链线理论

悬链线是指一种具有均质、完全柔性而无延伸的链或索自由悬挂于两点上时所形成的曲线。如图 3.2 所示为一悬链线形态管道，设垂向高度为 h ，悬链线的下端与 x 轴相切于 O 点，顶端 A 受到张力 T ，其水平分力与垂直分力分别为 T_o 和 T_v 。 l 为管道长度， X 为管道的水平投影长度， θ 为悬链线顶端切线方向与水平面的夹角， α 为悬挂角 ($\alpha = 90^\circ - \theta$)。

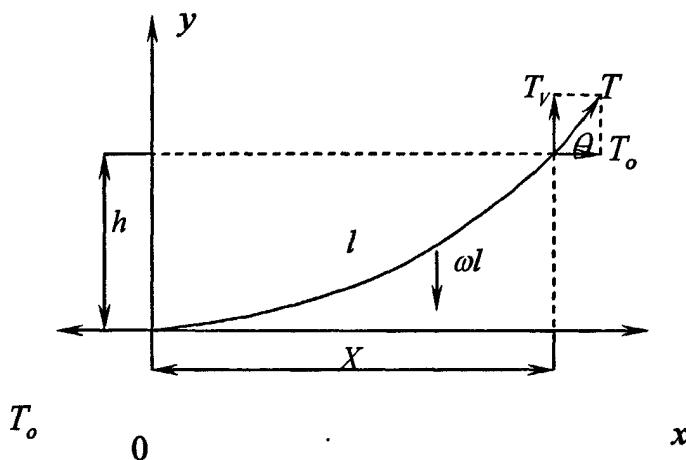


图 3.2 悬链线形态管道受力图

因 T_v 等于管道水下总重量，而 T_o 等于底端水平张力，在悬链线各点为常值，故有：

$$\left. \begin{aligned} T_v \sin \theta &= T_v \cos \alpha = \omega l = T_v \\ T_v \cos \theta &= T_v \sin \alpha = T_o \end{aligned} \right\} \quad (3-19)$$

上式中， ω 为管道在水中单位长度的重量。

取悬链线一微元段 dl ，则有：

$$dT_v = \omega dl \quad (3-20)$$

及

$$T_v = T_o \frac{dh}{dx} \quad (3-21)$$

将 (3-21) 式对 x 微分, 则得:

$$T_o \frac{d^2 h}{dx^2} = \omega \frac{dl}{dx} = \omega \sqrt{1 + \left(\frac{dh}{dx} \right)^2} \quad (3-22)$$

或

$$\frac{(d^2 h / dx^2)}{\sqrt{1 + (dh/dx)^2}} = \frac{\omega}{T_o} \quad (3-23)$$

将 (3-22) 式积分两次可得到悬链线曲线方程:

$$h = a \left(ch \frac{x}{a} - 1 \right) \quad (3-24)$$

上式中, a 为悬链线参数, 由式 (3-25) 确定。

$$a = \frac{T_o}{\omega} \quad (3-25)$$

根据 (3-24) 式, 并通过力的平衡分析和演算可得到给定状态下悬链线各状态参数之间的关系式:

$$l = ash \frac{x}{a} = h \sqrt{1 + \frac{2a}{h}} = \sqrt{h^2 + 2ah} \quad (3-26)$$

$$x = ach^{-1} \left(1 + \frac{h}{a} \right) = a \ln \left(\frac{h}{a} + \sqrt{\left(\frac{l}{a} \right)^2 + 1} \right) \quad (3-27)$$

在水深 h 和悬链线的单位长度重量 ω 给定下, 给出悬链线参数 a 便可决定全部悬链线状态参数。为了对管道的强度进行校核, 需要推导出悬链线的其它相关参数。根据 (3-19) 和 (3-25) 式可得悬挂角为:

$$\alpha = \arctan \left(\frac{a}{l} \right) \quad (3-28)$$

顶端张力为:

$$T_r = \sqrt{T_o^2 + T_v^2} \quad (3-29)$$

呈悬链线状管道内部弯矩为:

$$M_b = \frac{EI}{\rho} \quad (3-30)$$

上式中, I 为管道横截面的惯性矩, ρ 为管道各点的曲率半径, EI 为管道抗弯刚度。

曲率公式为：

$$K = \frac{y''}{(1+y'^2)^{\frac{3}{2}}} \quad (3-31)$$

曲率半径公式为：

$$\rho = \frac{1}{K} \quad (3-32)$$

式 (3-31) 中：

$$y' = \frac{dh}{dx} \quad (3-33)$$

$$y'' = \frac{d^2h}{dx^2} \quad (3-34)$$

将 (3-24) 式分别代入 (3-33) 和 (3-34) 式得：

$$\frac{dh}{dx} = a \times \frac{1}{a} \times sh \frac{x}{a} = sh \frac{x}{a} \quad (3-35)$$

$$\frac{d^2h}{dx^2} = \frac{1}{a} \times ch \frac{x}{a} = \frac{1}{a} ch \frac{x}{a} \quad (3-36)$$

当 $x = 0$ 时（即管道中点位置），由 (3-35) 和 (3-36) 式得到：

$$\frac{dh}{dx} = 0 \quad (3-37)$$

$$\frac{d^2h}{dx^2} = \frac{1}{a} \quad (3-38)$$

将以上两式分别代入 (3-31) 和 (3-32) 式得：

$$\rho = a \quad (3-39)$$

将式 (3-39) 代入 (3-30) 得：

$$M_b = \frac{EI}{a} \quad (3-40)$$

根据公式 (3-30) ~ (3-34) 可以求得呈悬链线状管道的内部弯矩分布，利用公式 (3-26) 可获得拖缆在不考虑海流作用力下的形态以及长度。

需要说明的是，自然悬链线法在平衡方程中忽略了管道的刚度从而使计算大大简化。管道较短时，其刚度对变形形态影响较大，这种简化因为忽略了刚度会产生较大的误差，计算结果偏于保守。管道较长时，管道类似于钢索，其弯曲刚度可以忽略，用自然悬链线法计算不会产生太大的误差。

3.1.3 刚悬链线理论

自然悬链线理论忽略了管道的弯曲刚度，结果偏于保守。当管道长度较短，必须考虑弯曲刚度时，需要采用刚悬链线理论。刚悬链线理论考虑了管道的弯曲刚度，其计算精度较高但计算过程比较繁琐。刚悬链线管道平衡方程为：

$$EI \frac{d^2\theta}{ds^2} + H \cos\theta - V \sin\theta = 0 \quad (3-41)$$

$$\frac{dH}{ds} = 0 \quad (3-42)$$

$$\frac{dV}{ds} = w \quad (3-43)$$

$$\frac{dz}{ds} = \cos\theta, \quad \frac{dx}{ds} = \sin\theta \quad (3-44)$$

由梁理论的弯矩公式可得：

$$M = -EI \frac{d\theta}{ds} \quad (3-45)$$

引进以下无因次参数：

$$y = (s/S - V_0/wS), \quad y_0 \leq y \leq y_A \quad (3-46)$$

$$h = H/wS, \alpha^2 = EI/wS^3 \quad (3-47)$$

上式中， α^2 为一小参数，表示刚度强弱，利用上述无因次量，式 (3-41) 可改写为：

$$\alpha^2 \frac{d^2\theta}{ds^2} + h \cos\theta - y \sin\theta = 0 \quad (3-48)$$

当 $\alpha^2 \neq 0$ 时，上式为一非线性微分方程。它的求解可用奇异摄动中的匹配渐近展开法在给定的边界条件下进行。如果我们设柔性管道两端的弯矩均为零，则按匹配渐近展开法得出式转角的解为：

$$\begin{aligned} \theta(y) = & \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{h}{y} \right) - \frac{ah}{(h^2 + y_0^2)^{5/4}} \exp[-\sigma(y - y_0)q_1(y)] \\ & + \frac{ah}{(h^2 + y_A^2)^{5/4}} \exp[-\sigma(y_A - y)q_2(y)] \end{aligned} \quad (3-49)$$

上式中： $\sigma = 1/\alpha$ ；

$$q_1(y) = \frac{1}{y - y_0} \int_{y_0}^y (s^2 + h^2)^{1/4} ds ;$$

$$q_2(y) = \frac{1}{y_A - y} \int_y^{y_A} (s^2 + h^2)^{1/4} ds .$$

事实上，上式右端第一项就是自然悬链线解，余下两项则表示了管道两个端部附近的刚度影响。管道的弯矩以无因次变量可表达为：

$$M = \frac{EI}{S} \left(-\frac{d\theta}{dy} \right) \quad (3-50)$$

悬链线的形状可按下式给出：

$$\begin{aligned} z(y)/S &= \left\{ (h^2 + y^2)^{1/2} - (h^2 + y_0^2)^{1/2} \right\} \\ &+ \frac{a^2 h^2}{(h^2 + y_0^2)^2} \left\{ 1 - \exp[-\sigma(y - y_0) q_1(y)] \right\} \quad (y_0 \leq y \leq 0) \end{aligned} \quad (3-51a)$$

$$\begin{aligned} z(y)/S &= \left\{ (h^2 + y^2)^{1/2} - (h^2 + y_0^2)^{1/2} \right\} \\ &+ \frac{a^2 h^2}{(h^2 + y_A^2)^2} \left\{ 1 - \exp[-\sigma(y_A - y) q_2(y)] \right\} \quad (0 \leq y \leq y_A) \end{aligned} \quad (3-51b)$$

在给定管道长度 S 时，上述加强悬链线解可用来决定 y_0, y_A 和 h 。换算成有因次量，即可得出管道静平衡时的各种要素（包括管道弯矩）。

3.1.4 拖缆二维定常理论

悬链线理论是建立在与拖缆重力相比作用在拖缆上的流体作用力可以忽略的基础上的，如果流体作用力不能忽略的话，需要采用以下的拖缆二维定常理论^[35]。

假定缆索是均质的，在船舶拖带下，以定常水平速度移动，缆索完全处于由水平运动和垂直方向构成的平面内。因此，无论缆索或管道，在缆索平面外均不产生力，是二维问题。我们认为缆索是完全挠性的，除开张力外，没有其它内力。作用于缆索某一单元的水动作用力仅取决于该缆索单元对流的角度，不受相邻缆索单元的影响。

如图 3.3 所示，在缆索上截取某一长度为 ds 的微元。在微元中心处，缆索与运动方向所构成的倾角为 ϕ ，以后称为缆索角，该处张力为 T 。作用于

微元上的外力有水动作用力和重力，单位长度上它们合力的切向和垂向分量分别为 $P(\phi)$ 和 $Q(\phi)$ 。这些外力必须与微元两端所受的内部张力平衡。容易看出，外力沿缆索的切向分量的作用是增加张力，而垂直分量则引起缆索弯曲，改变张力的作用线。

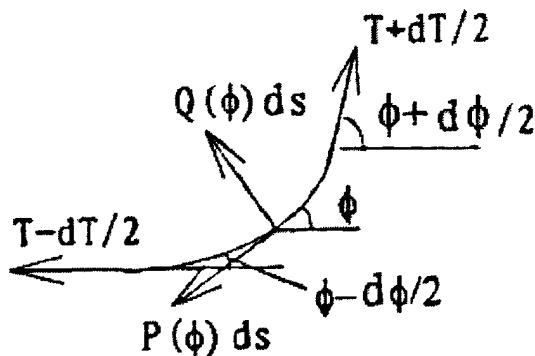


图 3.3 缆索微元的受力图

由力的平衡关系，容易得到沿索单元长度缆索角和张力的变化分别为：

$$Td\phi = -Q(\phi)ds \quad (3-52)$$

$$dT = -P(\phi)ds \quad (3-53)$$

以上两式为描述缆索定常状态的基本微分方程。

当缆索在自由端没有被拖物体下拖曳时，若忽略任何端部效应，则缆索的定常状态将是一条直线，与水平运动方向成某一角度 ϕ_c 。若拖缆下端连接有被拖物体，那么除开作用于物体上外力之合力与运动方向成 ϕ_c 角的特殊情况外，物体将把缆索的下端部拉离直线状态。

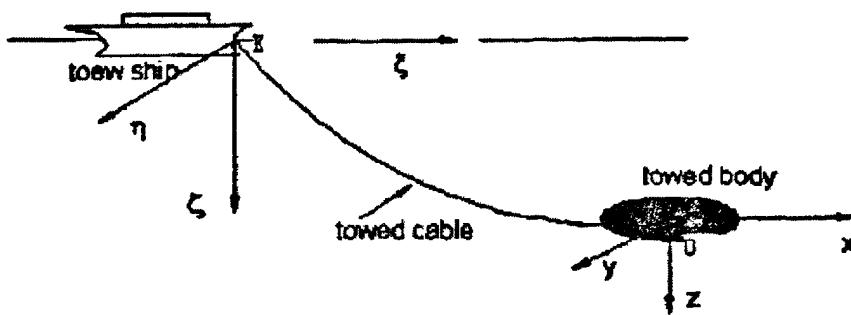


图 3.4 拖缆系统的坐标系

为方便计，选坐标系如图 3.4 所示。原点位于缆索或其假想延伸线之缆索角为 90° 的点上， x 轴正向定义为运动方向， oz 轴垂直向上。设被拖物体在该坐标系中的位置坐标为 (x_0, z_0) ，该处张力为 T_0 ，缆索角为 ϕ_0 ；水面在 $z = z_1$ 处，缆索入水点的坐标为 (x_1, z_1) ，该点处张力为 T_1 ，缆索角为 ϕ_1 。缆长为 $s' = s_1 - s_0$ ，其中 s_1 和 s_0 分别为原点至入水点和被拖物体处沿缆索的曲线弧长。从图可知，拖缆的水平伸距为 $x' = x_1 - x_0$ ，拖体沉深为 $z' = z_1 - z_0$ 。

缆索上任意一点的张力可由某一参考点（该点上张力和缆索角已知）开始沿缆索将式 (3-53) 积分得到。实际的做法是从原点开始积分较为方便，原点上的缆索角已知为 90° ，设该处的张力为 Δ_1 (Δ_1 将在后面确定)。

将式 (3-53) 除以 (3-52)，得到：

$$\frac{dT}{T} = \frac{P(\phi)}{Q(\phi)} d\phi \quad (3-54)$$

由原点至缆索的任一点积分易得：

$$T = \Delta_1 \exp \left[\int_{\frac{\pi}{2}}^{\phi} \frac{P(\phi)}{Q(\phi)} d\phi \right] \quad (3-55)$$

将式 (3-52) 变形为：

$$ds = -\frac{T}{Q(\phi)} d\phi \quad (3-56)$$

积分上式即得原点至缆索上某一点的缆索长度：

$$s = \int_{\frac{\pi}{2}}^{\phi} -\frac{\Delta_1}{Q(\phi)} \exp \left[\int_{\frac{\pi}{2}}^{\phi} \frac{P(\phi)}{Q(\phi)} d\phi \right] d\phi \quad (3-57)$$

因为沿缆长有以下关系式：

$$dx = \cos \phi ds \quad (3-58)$$

$$dz = \sin \theta ds \quad (3-59)$$

缆索上任一点的坐标可由等价的积分计作：

$$x = \int_{\frac{\pi}{2}}^{\phi} \frac{\Delta_1}{Q(\phi)} \exp \left[\int_{\frac{\pi}{2}}^{\phi} \frac{P(\phi)}{Q(\phi)} d\phi \right] \cos \phi d\phi \quad (3-60)$$

$$z = \int_{\frac{\pi}{2}}^{\phi} \frac{\Delta_1}{Q(\phi)} \exp \left[\int_{\frac{\pi}{2}}^{\phi} \frac{P(\phi)}{Q(\phi)} d\phi \right] \sin \phi d\phi \quad (3-61)$$

设拖缆的一些特征量是已知的，如直径 d ，单位长度拖缆的水中重量 W ，

垂向阻力系数 C_R 及单位长度拖缆垂直于流时的阻力 R 等。在给定的拖速下，被拖集束管道的垂向力 Δ 和阻力 D 也应是已知的。这样，缆索的端部条件容易计为：

$$T_0^2 = \Delta^2 + D^2 \quad (3-62)$$

$$\operatorname{ctg} \phi_0 = D / \Delta \quad (3-63)$$

确定 ϕ_0 后，在某一 $P(\phi)$ 及 $Q(\phi)$ 分布下，可求得与物体相连的点上缆索函数值 τ_0 ，于是原点处的张力为：

$$\Delta_1 = T_0 / \tau_0 \quad (3-64)$$

将求得的 Δ_1 代入以上各式，即可得到拖缆的各点处张力和水下形态。

3.2 管道系统在拖航中的外力计算

集束管道系统（包括集束管道、拖头、拖缆和压载链）在拖航过程中主要会受到海流力、波浪力、水下重力、静水压力和海床摩擦力等的作用。这些外力决定了管道、拖缆和压载链的水下形态和内力以及拖航所需要的首、尾拖船拖力。

3.2.1 波浪、海流力计算

由于集束管道和拖缆都属于细长构件，作用在其上的波浪、海流力可按 Morison 公式计算，并可分解为管道切向和径向两项。

$$\vec{F} = \vec{F}_{Dn} + \vec{F}_{Dt} \quad (3-65)$$

其中， \vec{F}_{Dn} 为法线方向流体阻力， \vec{F}_{Dt} 为切线方向流体阻力。

按照 ISO《动态立管设计规范》^[36]（以下简称 ISO 规范）规定，这里将管道拖航速度等效考虑为反向的海流速度。考虑拖航速度后，相对海流速度矢量可表示为：

$$\vec{v} = \vec{v}_w + \vec{v}_c - \vec{v}_s \quad (3-66)$$

式中， \vec{v}_w 表示波浪引起的流体速度矢量， \vec{v}_c 为海流速度矢量， \vec{v}_s 表示拖航速度矢量。

利用 Morison 公式可得直径为 D 的单位长度管道所受切向力和法向力分别为^[37]：

$$\vec{F}_{Dn} = \frac{1}{2} \rho C_{Dn} D |\vec{v}_m| |\vec{v}_m + \rho \frac{\pi D^2}{4} C_M \vec{v}_m| \quad (3-67)$$

$$\vec{F}_{Dt} = \frac{1}{2} \rho C_{Dt} D |\vec{v}_n| |\vec{v}_n| \quad (3-68)$$

上式中, C_{Dn} 表示法线方向的曳力系数, C_{Dt} 表示切线方向的曳力系数, C_M 表示惯性力系数; \vec{v}_m 表示法线方向的相对速度矢量, \vec{v}_n 表示切线方向的相对速度矢量; ρ 为海水密度。

根据 ISO 规范, 管道拖航时, 拖航速度将对波浪频率产生影响。这里在计算管道上的波浪力时, 将利用遭遇频率 ω_e 代替实际波浪频率 ω 。 ω_e 和 ω 之间的关系是:

$$\omega_e = \omega \left(1 + \frac{2\omega U}{g} \cos \theta \right) \quad (3-69)$$

上式中, θ 为航向角, U 为航速。

拖航过程中, 海流作用在压载链上的升力直接决定着管道系统水下重量的大小, 而作用在压载链上的海流曳力也对所需首拖船拖力产生重要影响, 因此, 准确估计压载链上的流体阻力是CDTM和离底拖成功的关键。目前, 尚未有计算作用在压载链上流体阻力的成熟公式, 文献[9]根据模型试验提出的计算压载链上海流升力和曳力公式为:

$$F_L = A_L U^{B_L} l_c d_c \quad (3-70)$$

$$F_D = A_D U^{B_D} l_c d_c \quad (3-71)$$

上式中, F_L 为升力, F_D 为水平拖曳力, U 为拖航速度。 A_D, B_D, B_L, A_L 为系数, 值由缆长、缆材质和拖航速度决定。 d_c, l_c 分别为压载链的直径和长度。

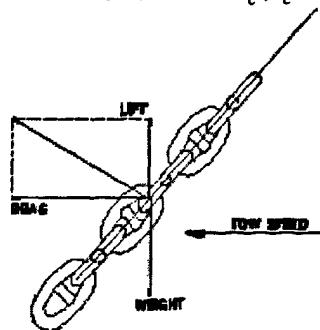


图3.5 作用在压载链上的海流力

拖航过程中，水流也会在首、尾拖头上产生阻力，由于拖头结构复杂，其拖头阻力特性一般由模型试验得到。这里由于没有相关数据，不考虑作用在拖头上的海流阻力。

3.2.2 管道系统水下重量

管道系统的水下重量对拖航作业时的拖船拖力、拖速以及管道水下形态有重要影响，为了满足拖航和安装要求，需要严格控制各个拖航阶段管道系统的水下重量。浮拖过程中，自由表面变化将极大地改变管道系统的水下重量及分布。CDTM拖航过程中，作用在压载链上的海流升力决定着管道系统水下重量的大小。离底拖开始前，为了增加管道的水下稳定性，还需通过添加压载链来增大管道系统的水下重量。另外，需要说明的是：首、尾拖头本身重量也很大，但由于拖头一般设计为浮力与重力平衡，这里不予考虑。

3.2.3 海床摩擦力

离底拖过程中，由于部分压载链躺在海床上，这部分压载链会受到海床摩擦力的作用。表 3.1 中的摩擦系数将用于计算海床摩擦力。其中，侧向摩擦系数 0.6 将用于计算管道在侧向海流作用下的稳定性，轴向摩擦系数 1.0 将用于确定离底拖所需首拖船拖力。需要注意的是：离底拖开始后，作用在压载链上的摩擦力方向为与拖航速度方向相反，因此，侧向摩擦系数为 0。

表 3.1 压载链与海床的摩擦系数

参数	方向	值
压载链与海床的摩擦系数 f_c	侧向	0.6
	轴向	1.0

3.2.4 静水压力

在 CDTM 和离底拖时，由于管道处在水面下较深处，须考虑管道所受静水压力，弯曲管道所受静水压力计算公式为^[16]：

$$F_x = [(P_i A_i - P_o A_o) + r(\gamma_i A_i - \gamma_o A_o)(\cos \theta - \sin \theta d\theta)] \cdot \sin \theta d\theta \quad (3-72)$$

$$F_y = [(P_o A_o - P_i A_i) + r(\gamma_o A_o - \gamma_i A_i)(\cos \theta - \sin \theta d\theta)] \cdot \cos \theta d\theta \quad (3-73)$$

上式中, θ 为管道轴线与 x 轴夹角, P_i 为管内静水压力, P_o 为管外静水压力, A_i 为管道内截面面积, A_o 为管道外截面面积, r_i 为管内流体比重, r_o 为管外流体比重。

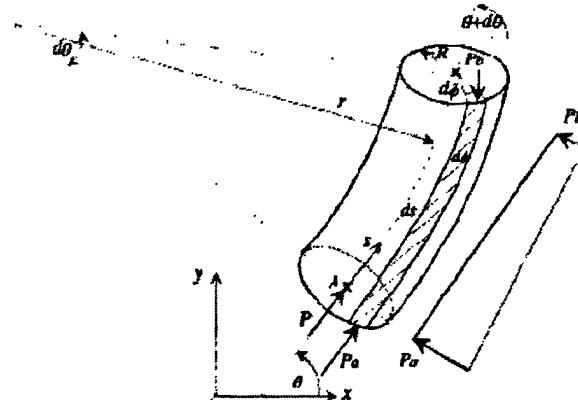


图3.6 弯曲管道所受静水压力图

3.3 集束管道拖航系统参数

本节主要介绍集束管道拖航系统（包括拖头、管道、拖缆、压载链等）的主要参数。

3.3.1 集束管道参数

本例集束管道总长为3000米, 采用的是封闭式截面形式, 将油气混输管线、注水管线和两根电缆汇集在一根大直径运送管内, 由运送管提供拖航浮力, 并对内置管线和电缆形成机械保护和腐蚀保护, 具体截面形式见图3.7。根据管道工艺设计参数和环境数据, 初步确定集束管道的壁厚和材质如下:

1. 外部运送管

钢管尺寸: 864.0 mm O.D. x 10.7mm W.T.

钢材等级: API 5L X52

钢管类型: 直缝高频电阻焊管(ERW)

防腐涂层: 0.1 mm FBE

防磨涂层: 2.5 mm 高密度PP

2. 油气混输管

钢管尺寸: 457.0 mm O.D. x 7.0 mm W.T.

钢材等级: API 5L X52

钢管类型: SMLS 无缝钢管

防腐涂层: 0.10mm FBE

3. 注水管

钢管尺寸: 168.3mm O.D. x 8.5mm W.T.

钢材等级: API 5L X52

钢管类型: SMLS 无缝钢管

防磨涂层: 0.25mm FBE

电缆、加热管、动力缆等从略。

经过计算, 集束管道的主要参数如下表3.2。

表 3.2 集束管道系统参数

项目	单位	数值
管道空气中重量	N/m	5493.3
管道水下浮力	N/m	424
系统水下重量	N/m	-56.6
C _{DN}	-	1.2
C _{IN}	-	2.0
C _{DT}	-	0.01
管道截面积	m ²	0.029
EI	Nm ²	5.4E8
I	m ⁴	2.6E-3
管道直径	m	0.864

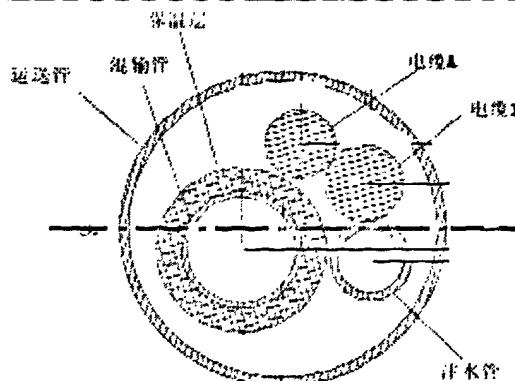


图 3.7 集束管道截面图

3.3.2 拖头参数

拖头是管道拖航的必备设备之一。它的作用是使管道端头牢固地与拖缆联结，并将拖力传递给运送管，同时保护集束管道抵抗下水、拖拽和安装期间外载荷的作用。有时为了能在拖航完成后对管道进行充水下沉，拖管头上还设有充水、排气阀门。待拖头就位后，打开拖头上的阀门，将其充水，以确保其坐底稳定性。这些阀门根据需要，可以由潜水员手动操纵，或是自动控制，或是在驳船上液压操纵。

拖头通常设计成随遇浮动式的，其自身浮力与重力平衡，不需要考虑其水下重量。首、尾拖头参数见下表3.3。

表 3.3 拖头参数

拖头	长(m)	宽(m)	高(m)	重量(t)
首拖头	8.0	5.8	5.8	100
尾拖头	11.3	5.3	4.8	71

3.3.3 拖索参数

首、尾拖索(tow rig)从拖头处到拖船处分别由缆绳(pennant)、伸缩器(stretcher)和拖缆(tow wire)组成。这些部分用连钩(shackles)和铰链(hinge links)

链接起来。拖索中的伸缩器可以用来缓冲拖船与管道间的相对运动，其轴向刚度可随张力、应变的变化而变化，从而有效缓解拖船运动对拖头的影响。浮拖时，拖索长度一般较短。CDTM和离底拖时，拖索长度由拖船拖力和拖头所处水下深度决定。首、尾拖索的具体参数见下表3.4和3.5。

表 3.4 首拖索参数

项目	水下重量 (kN/m)	长度 (m)	安全工作载荷 (t)	尺寸 (mm)
缆绳(Pennant)	0.286	220	389	77
连钩(shackles)	3.155	-	420	-
伸缩器(Stretcher)	0.007	30	787	-
拖缆(Tow wire)	0.21	1000	389	77

表 3.5 尾拖索参数

项目	水下重量 (kN/m)	长度 (m)	安全工作载荷 (t)	尺寸 (mm)
缆绳(Pennant)	0.142	175	274	64
连钩(shackles)	1.143	-	210	-
伸缩器(Stretcher)	0.004	20	315	-
拖缆(Tow wire)	0.09	900	167	51

3.3.4 压载链参数

在CDTM和离底拖时，须每间隔一定距离在集束管道上配置压载链来补偿管道浮力并提供一个合适的水下重量。设计压载链形态时的主要考虑因素有：易进行浮力调整、在CDTM拖时能产生足够升力、压载链能均匀展开以

保证管道各部位高度一致。需要指出的是，压载链必须包含整数倍的完整链环，这就意味着通常给出的压载链重量不总是与希望的值相同。压载链的具体参数见下表3.6。

表 3.6 压载链参数

项目	数值
链尺寸	$\phi 78.5\text{mm}$
链环数	30
链长	8m
链间隔	20m
水下重量	6220N

3.4 集束管道等效方法

目前，虽然集束管道技术尚未在国内获得应用，但管中管(pipe-in-pipe)技术却在国内的深水油气资源开发中得到比较广泛应用。集束管道和管中管的共同点是：外管提供机械保护，内管作为流体通道，内外管之间填充绝热材料，在内管与绝热材料之间还可以有主动加热线以满足流动保障的要求，内外管之间按照一定的距离安装扶正器以保护绝热材料。

集束管道和管中管的建模技术包括两种，一种是等效建模技术，另一种是多管建模技术。采用等效建模技术，将多管的横截面积、惯性矩、质量和重量进行等效为单管，该方法计算效率与精度均较高，但无法对各管进行具体的描述。若采用多管建模技术，则可应用ABAQUS提供的多点约束(*MPC,TIE或者*MPC,SLIDER)或者管中管接触单元对(ITT单元)进行具体而直接的模拟^[38]。**MPC,TIE*将各管在同一位置的节点进行全部耦合，不允许管与管之间的相对滑移。**MPC,SLIDER*也将各管在同一位置的节点进行全部耦合，但允许管与管之间产生相对滑移。此外，也可以采用ABAQUS软件提供

的ITT(管对管接触单元)单元模拟集束管道外管与内管之间的作用。Masson 等采用结构交互直接建模的方式对管中管悬链线立管进行了有限元动力分析, 认为采用等效单壁管模拟管中管是稳健和可行的^[39]。

3.4.1 集束管道等效原理

由于集束管道内部各管的总抗弯刚度大于运送管的 10%, 根据 ISO 规范应考虑内部管线的抗弯刚度。ISO 规范采用的方法是: 采用一个单壁管等效集束管道, 单壁管的弯曲和轴向刚度、单位长度质量等于集束管道各管之和。多管实体建模和等效建模得到的管道最大应力的比值定义为应力放大系数, 将等效建模得到的管内最大应力乘以应力放大系数即可得到实际集束管道最大应力。本例在计算管道截面惯性矩时, 鉴于电缆及保温涂层、防腐涂层抗弯能力较小对实际结果影响很小, 不予考虑。

由于油气混输管和注水管的圆心并不在集束管道中心处, 为了求得其惯性矩, 应先利用形心计算公式 (3-74) 求出整个集束管道形心位置, 再利用圆柱形截面惯性矩公式 (3-75) 得到油气混输管和注水管相对自身形心的惯性矩, 最后利用平行移轴公式 (3-76) 得到油气混输管和注水管相对集束管道形心的惯性矩。

形心计算公式为:

$$\left. \begin{aligned} x_c &= \frac{\int_A y dA}{A} \\ y_c &= \frac{\int_A x dA}{A} \end{aligned} \right\} \quad (3-74)$$

圆柱形截面惯性矩公式为:

$$I = \int_{D_1}^{D_2} 2\pi r^3 dr = \frac{\pi(D_2^4 - D_1^4)}{32} \quad (3-75)$$

上式中, D_2 为圆柱外径, D_1 为圆柱内径。

平行移轴公式为:

$$I_y = I_{y_c} + d^2 A \quad (3-76)$$

上式中, I_{yc} —管道相对自身形心惯性矩;

a —管道自身形心与集束管道形心距离;

A —管道截面积;

I_y —管道相对集束管道形心惯性矩。

经计算, 集束管道形心与中心偏移很小, 计算时近似取形心为集束管道中心。由以上计算公式可得到运送管、混输管、注水管相对集束管道形心惯性矩 I_1 , I_2 , I_3 , 运送管、混输管、注水管的截面积分别为 A_1 , A_2 , A_3 , 则集束管道总的抗弯截面模量 $W_{\text{总}}$ 和截面积 $A_{\text{总}}$ 分别为:

$$W_{\text{总}} = \frac{I_1 + I_2 + I_3}{D_2 / 2} \quad (3-77)$$

$$A_{\text{总}} = A_1 + A_2 + A_3 \quad (3-78)$$

设等效后的单壁管外径为 D_{2e} 、内径为 D_{1e} , 则根据抗弯截面模量和轴向刚度等效原则有:

$$W_e = \frac{\pi(D_{2e}^4 - D_{1e}^4) / 32}{D_{2e} / 2} = W_{\text{总}} \quad (3-79)$$

$$A_e = \frac{\pi(D_{2e}^2 - D_{1e}^2)}{4} = A_{\text{总}} \quad (3-80)$$

上式中, W_e 为等效单壁管的抗弯截面模量, A_e 为等效单壁管的截面积。

由公式 (3-79), (3-80) 即可求得等效单壁管的内、外径 D_{2e} 和 D_{1e} , 等效管的壁厚 t 可由下式得到:

$$t = \frac{D_{2e} - D_{1e}}{2} \quad (3-81)$$

3.4.2 集束管道等效原理验证

为了求证上述集束管道等效原理是否正确, 这里利用ABAQUS软件分别对集束管道实体和等效后的单壁管进行有限元建模, 比较两个管道在分别承受轴向张力、弯矩以及同时承受轴向张力和弯矩时的应力结果。在对集束管道实体进行建模时, 由于间隔块、隔舱壁和卡箍的结构复杂, 且具体尺寸未知, 对其不进行实体建模, 而采用多点耦合 (MPC) 的方法模拟其作用。

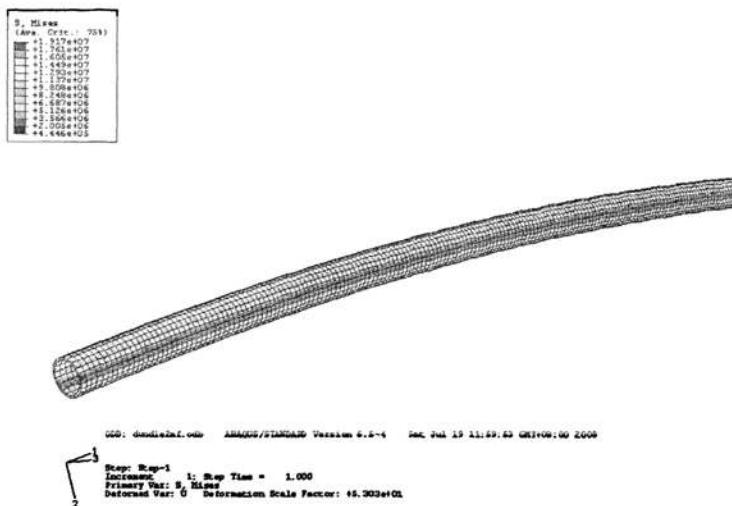


图 3.8 等效管承受弯矩和张力时应力图

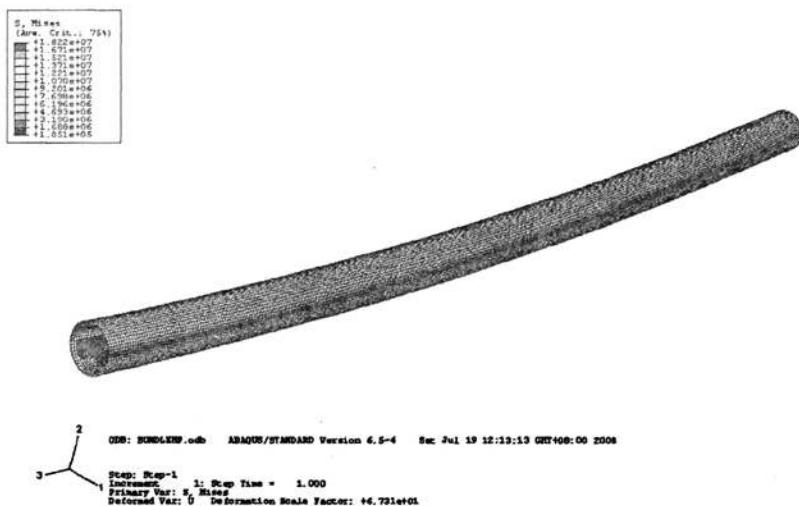


图 3.9 集束管承受弯矩和张力时应力图

图3.8为等效单壁管在同时承受30kN·m弯矩和100kN张力时的应力图，图3.9为集束管道在同时承受30kN·m弯矩和100kN张力时的应力图。比较两图可知，等效管和集束管的最大应力基本相同，这证明前面提出的等效方法是正确的。鉴于篇幅所限，以上只列出同时承受轴向张力和弯矩时等效单壁管和集束管道的应力图，其它比较结果可见下表3.7。

表3.7 等效管和集束管最大应力比较 Pa

管道	受100kN拉力	受30kN·m弯矩	同时受拉和弯
集束管道	4.89E6	1.41E7	1.83E7
等效单壁管	4.24E6	1.50E7	1.91E7
误差	-13%	6%	4%

由以上验证结果可知，对集束管道所采取的简化等效方法是合理的、精确的。受拉时误差较大，这主要是由于形心偏移使拉力在集束管道上产生附加弯矩。需要注意的是：建模时并没有具体考虑卡箍等附属性件，而事实上由于卡箍等厚度相对较小，需要传递内外管的作用力，并承受接触载荷，很容易引起破坏，需要另外加以具体计算。

3.5 本章小结

本章首先介绍了用于拖航管道和拖缆分析的几种理论，其中大挠度梁理论可用来求解拖航管道的非线性大变形问题，悬链线理论可用来求解不考虑外载荷下拖航管道和拖缆的内力和形态，而拖缆的二维定常理论可用来求解当海流力不可忽略情况下拖缆的张力和形态。本章随后还介绍了整个管道系统（包括拖头、管道、拖缆、压载链等）在拖航过程中的外力计算及其主要参数。最后，本章针对集束管道提出了一种等效建模方法，随后的验证结果验证了此等效方法的准确性。

第4章 集束管道复合式拖航力学分析

本章主要对集束管道整个复合式拖航过程进行力学分析，具体包括以下内容：浮拖管道共振分析、CDTM 主要施工参数的敏感性分析、离底拖时管道的水下稳定性分析。

4.1 浮拖管道共振分析

浮拖时，由于波浪和拖船运动的影响，管道往往会产生很大的运动响应，有时甚至会引起共振和疲劳破坏。ISO规范规定：在对浮拖管道进行动力分析时，需考虑波浪引起的自由表面变化对管道浮力的影响，同时还需考虑拖航速度对海流速度以及波浪周期的影响。当管道长度较长时，管道有可能在浮拖过程中发生共振，需进行不同波浪周期和浪向下的共振分析。ISO规范还提到：由于浮拖过程中，波浪和拖船运动可能引起管道很大的疲劳损伤，须进行疲劳分析。本节主要进行浮拖管道共振分析。

4.1.1 浮拖管道动力特性

在浮拖过程中集束管道受到的载荷复杂且繁多，其中主要受到波浪拖曳力、惯性力以及水下重力等的作用。管道静止时的富裕浮力为重力的5%，实际水下重量为瞬时浮力与重力之差。计算拖曳力和惯性力时，可近似考虑管道为完全浸没。单位长度管道所受合力可由下式计算：

$$P = P_1(\eta - y) + P_2(\dot{\eta} - \dot{y}) + P_3(\ddot{\eta}) \quad (4-1)$$

$$\text{当 } -1 \leq \beta \leq 1 \text{ 时} \quad P_1 = \frac{B}{\pi} (\theta - \frac{1}{2} \sin(2\theta)) - W \quad (4-2)$$

$$\text{当 } \beta \geq 1 \text{ 时} \quad P_1 = B - W \quad (4-3)$$

$$\text{当 } \beta \geq 1 \text{ 时} \quad P_1 = -W \quad (4-4)$$

$$P_2 = \frac{1}{2} \rho_{seawater} C_d D (\dot{\eta} - \dot{y}) \operatorname{sgn}(\dot{\eta} - \dot{y}) \quad (4-5)$$

$$P_3 = \frac{\pi}{4} \rho_{seawater} C_m D^2 \ddot{\eta} \quad (4-6)$$

上式中， $\beta = \frac{2(\eta - y)}{D}$, $\theta = \cos^{-1}(-\beta)$, $B = \frac{\pi}{4} D^2 \rho_{seawater} g$ 。

1990年，Moe et al 对浮拖管道进行了规则波作用下的动力试验分析，结果表明：当波长较短时，管道将接近于下沉至波谷；当波长较长时，管道近似于柔性，呈波浪状形态。其对此的解释是：当波长较短时，自由表面变化引起的浮力弯矩较小，不足以使管道产生弯曲变形；当波长较长时，管道的弯曲刚度可以忽略，自由表面变化引起的浮力弯矩使管道呈波浪状形态。

拖航时，因为管道两端拖头受到多种动态因素的影响（如波浪、拖船运动），很难准确描述其边界条件。有关文献均把管道两端作为铰支处理，这与实际情况虽然存在差异，但由于拖缆与拖头连接处不能承受弯矩，把两端拖头简化为铰支处理是比较合理的。

4.1.2 浮拖管道共振周期计算

在规则波作用下浮拖管道的振动波波长与波浪波长相等，当波浪频率与管道固有频率相等时将引起管道的共振。

深水时，波浪波长与周期的关系为：

$$L = \frac{gT^2}{2\pi} \quad (4-7)$$

考虑浮拖管道为简支梁，其振动波波长与周期的关系为：

$$L^4 = \frac{4\pi^2 EI}{\rho} T^2 \quad (4-8)$$

当满足下式时，波浪波长与管道梁自由振动波长相等，管道发生共振：

$$T_r = 2\pi \left(\frac{EI}{\rho g^4} \right)^{\frac{1}{6}} \quad (4-9)$$

上式中， ρ 为包括附加水质量的单位长度管道重量，取 C_M 为2.0时：

$$\rho = 2 \left(\frac{\pi}{4} D^2 \right) \rho_{seawater} g \quad (4-10)$$

管道的弯曲模量 I 可近似为：

$$I \approx \frac{\pi}{8} D^3 t \quad (4-11)$$

将式 (4-11) 代入 (4-9) 得：

$$T_r = 2\pi \left(\frac{EDt}{4\rho_{seawater}g^4} \right)^{\frac{1}{6}} \quad (4-12)$$

当考虑管道轴向与浪向成夹角 θ 时, 上式可改为:

$$T_r = 2\pi \left(\frac{EDt \cos^4 \theta}{4\rho_{seawater}g^4} \right)^{\frac{1}{6}} \quad (4-13)$$

当发生共振时, 浮拖管道形态可视为与波面相同, 此时管道中部的动应力范围与波高之比可由文献[19]提出的下式计算:

$$\frac{\text{stress-range}}{\text{wave-height}} = \frac{1}{2} E^{\frac{1}{3}} (4\rho_{seawater}g)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{1}{t} \right)^{\frac{2}{3}} D^{\frac{1}{3}} \quad (4-14)$$

4.1.3 浮拖共振分析结果

图 4.1 为利用公式 (4-12) 计算得到的不同直径和径-厚比时浮拖管道共振周期。由图可知, 直径越大, 径-厚比越小, 发生共振的周期越大。由于集束管道属于大直径厚壁管, 其发生共振的周期较大, 更适合进行浮拖。

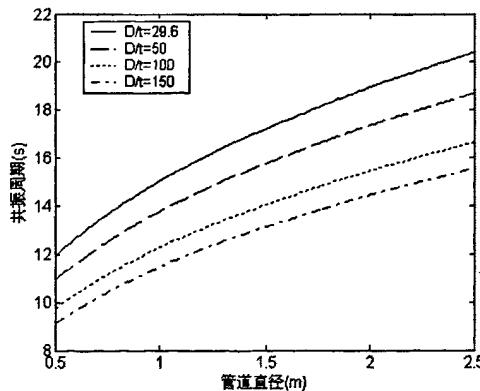


图 4.1 不同直径和径-厚比时管道共振周期

图 4.2 为利用公式 (4-14) 计算得到的不同直径和径-厚比下, 发生共振时管道中部动应力范围与波高比。由图可知, 直径越大, 径-厚比越小, 发生共振时管道中部的动应力范围越小。因此, 集束管道在发生共振时的动应力范围相对较小, 更适合进行浮拖。事实上, 浮拖时管道的动应力范围还取决

于富裕浮力大小，富裕浮力越大，由于自由表面的抑制效应，动应力越小。

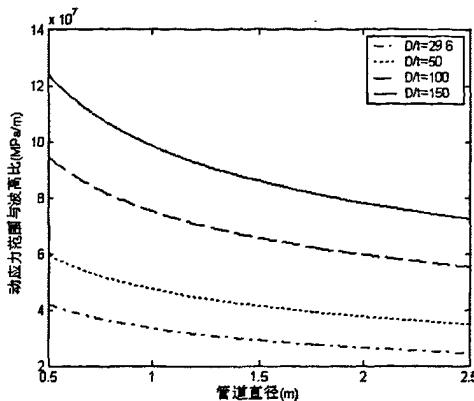


图 4.2 不同直径和径-厚比时管道动应力范围与波高比

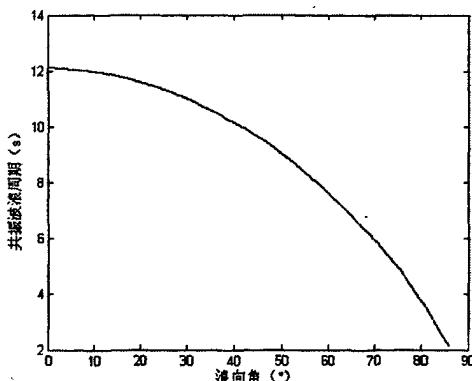


图 4.3 不同浪向角时集束管道的共振周期

图 4.3 为取集束管道直径 $D=0.864$ ，壁厚 $t=0.0107$ ，利用公式 (4-13) 计算得到的不同浪向角时集束管道的共振波浪周期。由图可知，随着浪向角的增大，集束管道共振波浪周期减小。因此，应尽量沿着波浪方向拖航管道以避免发生共振。

4.2 CDTM 拖航敏感性分析

集束管道在外海的拖航采用控制深度拖法(CDTM)，这种方法目前在北海得到广泛应用。为了保证拖航时管道的合适形态和拖航参数，拖航过程中须严格控制拖航速度、拖缆长度和尾拖船张力。本节主要对 CDTM 拖航主要施

工控制参数进行敏感性分析。

4.2.1 CDTM 拖航分析模型和方法

本节主要利用 Abaqus 有限元软件和悬链线理论来计算管道和拖缆在 CDTM 拖航过程中的受力和形态，具体分析方法如下：

建模：将拖头近似等效为管道，管道采用梁单元建模。将拖缆与拖头连接处作为铰支处理，管道的长度和其它参数见 3.3.1 节。不对压载链和拖缆进行建模。

外力加载：将拖航速度考虑为反向海流速度，作用在压载链上的海流升力和曳力作为均布外力加到管道上，管道所受海流力利用 Abaqus 软件自动施加，其中阻力系数按照 ISO 规范取 C_{Dn} 、 C_M 、 C_D 分别为 1.2、2.0、0.01，考虑外敷层的厚度将管道水力半径取为 1.2 倍直径。管道水下重量取 3.2.2 节数据。在尾拖缆与尾拖头连接处施加恒定张力，大小为 300kN。CDTM 管道分析模型如图 4.4。

Abaqus 分析步：为了充分考虑水流对管道产生的作用力，这里采用了 3 个分析步。第 1 个分析步是在首、尾拖头处施加铰支边界条件，并在尾拖头处施加尾拖船张力；第 2 个分析步是施加管道所受的水下重力以及作用在压载链上的海流升力和曳力；第 3 个分析步是通过编辑命令行的方法在变形后的管道上加载海流力。

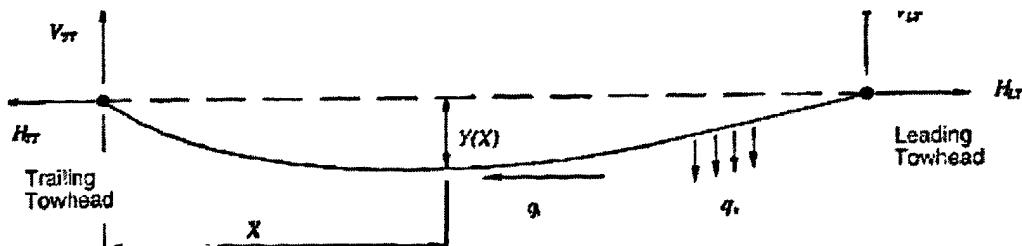


图 4.4 CDTM 管道分析模型

拖缆形态和张力计算：拖缆参数见 3.3.3 节，不考虑连钩，伸缩器等对拖缆的影响。由于作用在拖缆上的海流力相对其重力很小，予以考虑。拖缆与

拖头连接处张力为利用 Abaqus 软件计算得到的管道铰支端反力, 拖缆与拖船连接处张力及拖缆形态由悬链线理论计算得到。

4.2.2 CDTM 拖航敏感性分析结果

CDTM 拖航时, 由于管道水下重量很小, 且处在波浪作用深度以下, 其强度问题一般不是我们关心的重点, 我们主要关注的是管道在水下的形态以及深度。但是, 由于 CDTM 拖航方法本身的特点, 管道水下形态及深度对拖船拖力、拖速以及拖缆长等关键施工参数非常敏感。另外, 由于存在水下重量与设计值不符等非确定性因素, 这些施工参数往往在一定范围内变化。鉴于此, 以下主要针对影响管道 CDTM 拖航的施工参数进行敏感性分析。

4.2.2.1 拖航速度对压载链上水流作用力的影响

CDTM 拖航过程中, 海流对压载链的作用力是决定管道水下形态和应力的关键, 拖航开始后管道也正是依靠海流对压载链的升力而脱离海床表面, 从而由离底拖变为 CDTM 拖, 准确估计压载链上的海流力对拖航的成功非常关键。目前尚未有计算索链上海流力的成熟公式, 一般采用由实验数据得到的半经验公式。这里采用公式 (3-70) 和 (3-71) 计算作用在压载链上的海流曳力和升力, 该公式由荷兰海事技术研究院(MARIN)通过模型实验得到, 参数 A_L, A_D, B_L, B_D 值分别取为 97.917, 927.370, 3.240, 1.715, 压载链参数见 3.3.4 节。

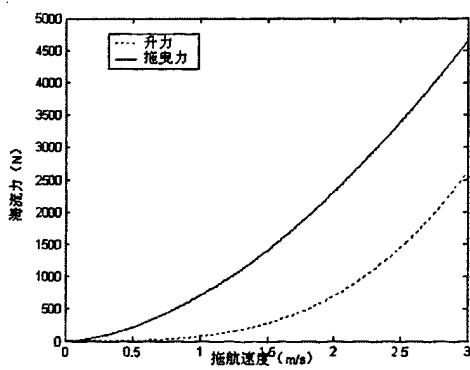


图 4.5 不同拖速下海流升力与曳力

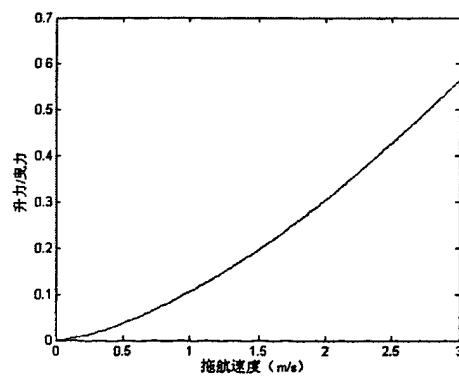


图 4.6 不同拖速下升力与曳力比

图4.5为不同拖航速度下作用在压载链上的海流升力与曳力，由图可知，随着拖航速度的增大，作用在压载链上的升力和曳力都增大，且升力增大更快。图4.6为不同拖航速度下作用在压载链上的升力与曳力的比值，由图可知，随着拖航速度的增大，升力与曳力比由0逐渐增大到接近0.6。

4.2.2.2 拖航速度对 CDTM 拖航的影响

拖航速度是拖航施工过程中的重要参数，拖航速度对管道的水下重量以及管道和压载链所受的海流力都有重要影响，其与尾拖船张力一起控制着管道的水下形态和应力。拖航速度越大，海流对管道和压载链的拖曳力越大，作用在压载链上的升力越大，管道的水下重量越小。

表4.1给出了不同拖航速度下首、尾拖缆与拖头连接处的垂向分力、水平分力以及管道最大挠度。从表中可以看出：拖航速度越大，首拖船所需拖力也越大，管道最大挠度越小，首、尾拖头处的垂向分力也越小，并且首拖头处垂向分力大于尾拖头处约5kN。当拖航速度达到2.32 m/s时，管道最大挠度为0，此时海流对压载链升力与管道系统水下重量相等。

表 4.1 拖航速度对拖船拖力和管道挠度的影响

拖航速度 (m/s)	首拖船水平 分力(kN)	首拖船垂向 分力(kN)	尾拖船水平 分力(kN)	尾拖船垂向 分力(kN)	管道最大 挠度(m)
1.9	768.5	44.8	300	40.9	61.3
2.0	813.7	36.5	300	30.7	46.8
2.1	860.8	27.0	300	20.7	32.4
2.2	909.8	15.8	300	10.8	17.6
2.32	971.4	0	300	0	0

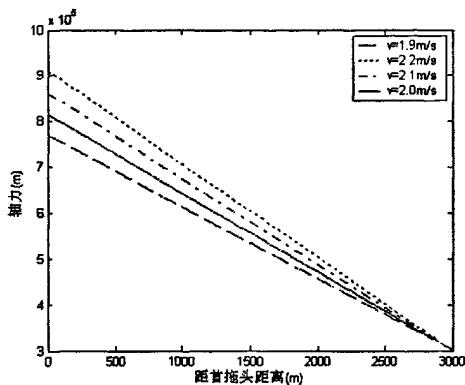


图 4.7 拖航速度对管道轴力影响

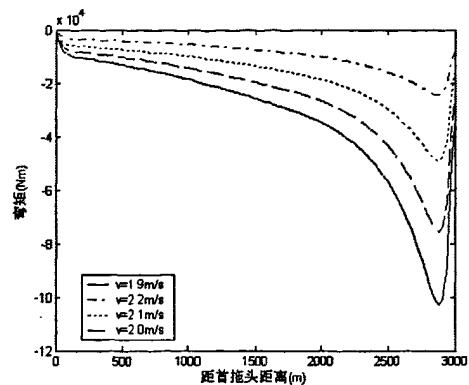


图 4.8 拖航速度对管道弯矩影响

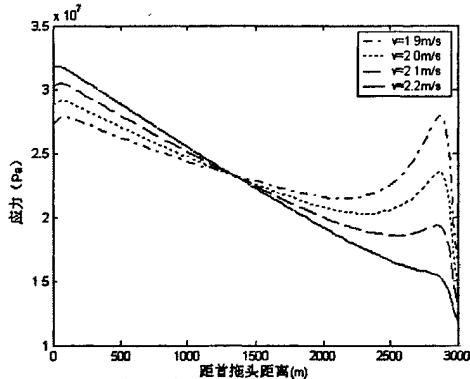


图 4.9 拖航速度对管道应力影响

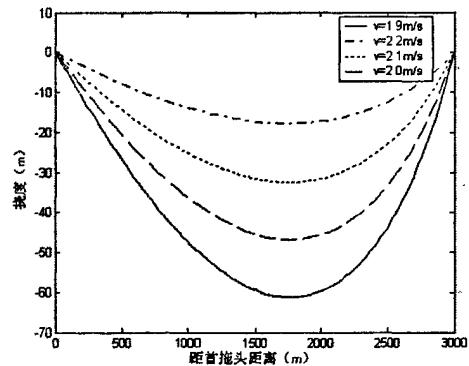


图 4.10 拖航速度对管道挠度影响

图 4.7 为拖航速度对管道轴力分布的影响。由图可知，拖航速度越大，管道轴力也越大。图 4.8 为拖航速度对管道弯矩分布的影响。由图可知，拖航速度越大，管道弯矩越小，且最大弯矩位置接近于尾拖头处。图 4.9 为拖航速度对管道应力分布的影响。由图可知，管道应力存在两个峰值，一个在首拖头处，另一个在接近尾拖头处，且首拖头处应力峰值大于接近尾拖头处的应力峰值。拖航速度越大，首拖头处应力峰值越大，而接近尾拖头处应力峰值越小。这主要是由于拖航速度越大，首拖头处轴力越大，而接近尾拖头处弯矩越小。由图 4.9 还可以看出管道的最大应力很小，只有不到 35MPa。图 4.10 为拖航速度对管道挠度的影响。由图可知，拖航速度越大，管道挠度越小，且最大挠度位置随着拖航速度增大而由中部向后移。

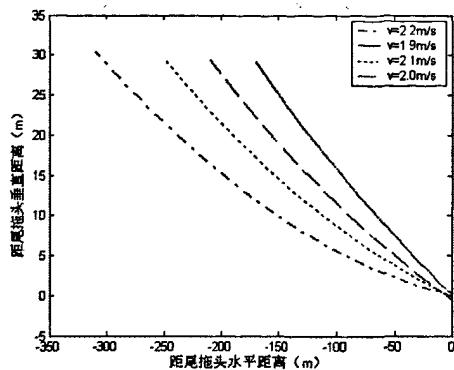


图 4.11 拖航速度对尾拖缆形态影响

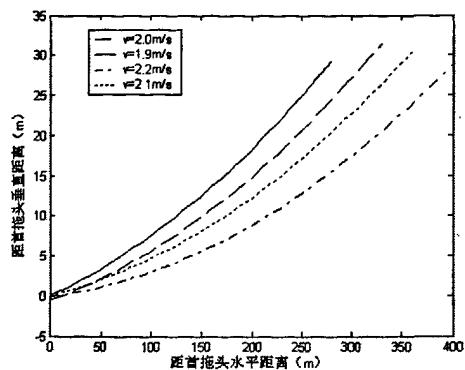


图 4.12 拖航速度对首拖缆形态影响

图 4.11 和 4.12 分别为拖航速度对尾拖缆和首拖缆形态的影响。由两图可知，拖航速度越大，所需拖缆越长，拖船与拖头间的水平距离也越大。

首拖船拖力范围的确定：由表 4.1 可知，当拖航速度达到 2.32 m/s 时，首拖船拖力为 971.4 kN，此时管道挠度为 0。这种状况非常危险，因为管道会随时上浮至水面。因此，首拖船拖力不应大于 971.4 kN。拖航速度为 1.9 m/s 时，管道挠度为 61.3 米，根据相关要求管道的允许最大挠度为 60 米。因此，拖航速度不应低于 1.9 m/s，即首拖船拖力不应小于 768.5 kN。综上所述，为了防止管道上浮和过大挠度，首拖船拖力需控制在以下范围内：768.5 kN~971.4 kN。

首拖船拖力计算：由以上计算可知，拖航时所需最大首拖船拖力为 971.4 kN，考虑到每 m/s 拖航速度带来 20 吨的拖力损失，且考虑 20% 的拖力富裕。首拖船拖力可由下式计算得到：

$$\begin{aligned} BP &= \frac{T}{0.8} + v \cdot d \\ &= \frac{971.4}{0.8} + 2.32 \times 200 \\ &= 1678 \text{ kN} \end{aligned}$$

首拖船马力选择：由前面分析可知，CDTM 最大拖航速度为 2.32 m/s，则首拖船马力可由下式确定：

$$HP = \frac{1678 \times 1000 \times 2.32}{735} \\ = 5300 \text{HP}$$

4.2.2.3 管道水下重量对 CDTM 拖航的影响

CDTM 拖航对管道水下重量要求非常严格，管道在拖航前必须进行水下重量校核，只有在管道水下重量满足要求时才能进行拖航作业。但是，由于压载链只能取为整数环，且管道的水下浮力和重量往往不能精确定，管道的实际水下重量往往与设计值存在误差。管道的水下重量变化对拖船拖力、管道应力等都有影响，但影响最大的还是管道挠度。以下将分析管道水下重量变化对管道挠度的影响，拖航速度取为设计值 2.1 m/s。

表 4.2 管道水下重量变化对管道挠度影响

管道水下重量(N/m)	管道最大挠度(m)
56.6-10	11.2
56.6-5	21.8
56.6±0	32.4
56.6+5	43.1
56.6+10	54.0

由表 4.2 可知，管道最大挠度对管道水下重量非常敏感，水下重量每增加或减小 5N/m 将引起最大挠度约 10 米的增加或减小。因此，在进行 CDTM 拖航时应严格控制管道的水下重量，当水下重量不符合要求时，应立即采取措施。

4.2.2.4 放缆长度对 CDTM 拖航的影响及拖索强度校核

CDTM 拖航时，拖缆长度为拖船拖力和拖头水下深度的函数。实际拖航过程中，拖头所处水下深度往往不能精确测定，一般需要通过放缆长度来估算。正常拖航时，首、尾拖头一般控制在水下 30 米处，此时首、尾拖缆的长度可由悬链线理论计算得到。表 4.3 为首、尾拖头水下深度都取为 30 米时，

不同拖航速度下首、尾拖缆的长度。由表 4.3 可知，拖航速度越大，所需的首、尾拖缆长度也越大，并且首拖缆长度大于尾拖缆长度约 100 米。

表 4.3 拖航速度对首、尾拖缆长度的影响

拖航速度(m/s)	首拖缆长(m)	尾拖缆长(m)
1.9	285	177
2.0	314	210
2.1	360	252
2.2	406	308

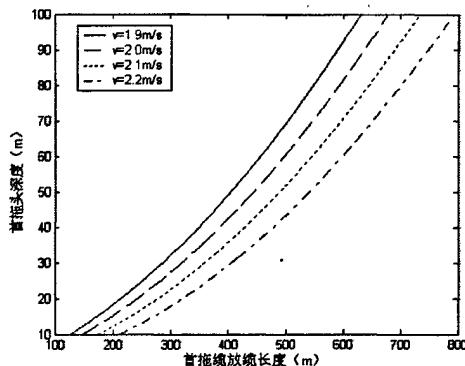


图 4.13 首拖缆长与首拖头水深关系

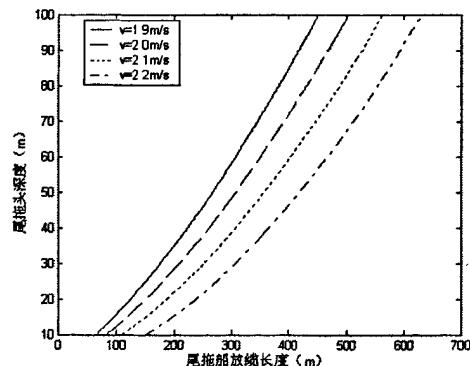


图 4.14 尾拖缆长与尾拖头水深关系

图 4.13 为不同拖航速度下，首拖缆放缆长度对首拖头水下深度的影响。图 4.14 为不同拖航速度下，尾拖缆放缆长度对尾拖头水下深度的影响。由图可知，放缆长度每±10 米的变化将引起拖头水下深度±3~±4 米的变化，这个规律有助于我们确定改变拖头水下深度时所需要改变的拖缆长度。

拖索强度校核：由 4.2.2.2 节分析可知，CDTM 拖航过程中管道的应力一般很小，并不是考虑的重点。但是，由于首、尾拖索很细并且需要承受很大轴力，其很容易在拖航时发生断裂，需要单独对其进行强度校核。这里采用 DnV 规范来确定拖索所需的最小断裂强度(MBL)。由于前面进行的只是 CDTM 静力分析，这里考虑动力放大系数为 2.0，安全系数根据 DnV 规范取

为 1.95。拖索的最小断裂强度可由下式确定：

$$MBL = 1.95 * F_d$$

其中， F_d 为考虑动力放大后拖索的最大张力。

表 4.4 首、尾拖索强度校核

拖索	动力放大后 拖索张力(kN)	DnV 规范 MBL (kN)	拖索实际 MBL(kN)	是否满足强 度要求
首拖索	1834	3576	3812 (77mm tow wire)	满足
			7712 (stretcher)	满足
			3812 (77mm pennante)	满足
尾拖索	612	1193	1640 (51mm tow wire)	满足
			3087 (stretcher)	满足
			2685 (64mm pennant)	满足

4.2.2.5 静水压力对 CDTM 拖航的影响

CDTM 拖航过程中，特别是当水深达到 100 多米时，静水压力往往是影响管道应力、弯矩等的重要因素。由公式 (3-72) 和 (3-73) 可知，管道内、外压力将影响管道的有效轴力。这里将管道考虑为内部不充氮气，分析管道处于不同水深时，静水压力对管道内力和形态的影响。

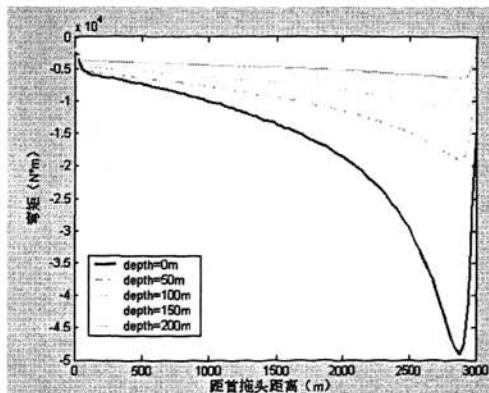


图 4.15 不同水深下管道弯矩分布

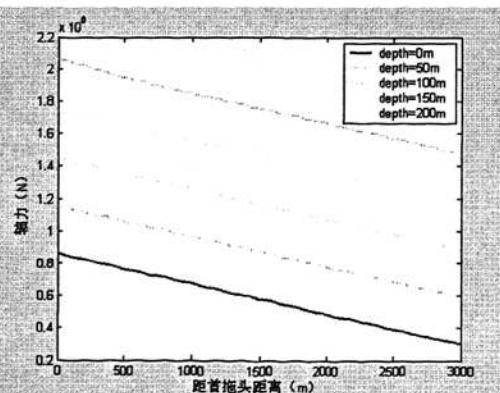


图 4.16 不同水深下管道轴力分布

图 4.15 为管道处于不同深度时的弯矩分布。由图可知，随着管道所处水深的增加，管道弯矩急剧减小，这主要是由于静水压力增大了管道的有效轴力。图 4.16 为管道处于不同深度时的轴力分布。由图可知，随着管道所处水深的增加，管道有效轴力也将增大。图 4.17 为管道处于不同深度时的挠度图。由图可知，随着管道所处水深的增加，管道挠度急剧减小。图 4.18 为管道处于不同深度时的应力分布。由图可知，静水压力极大地增加了管道应力。

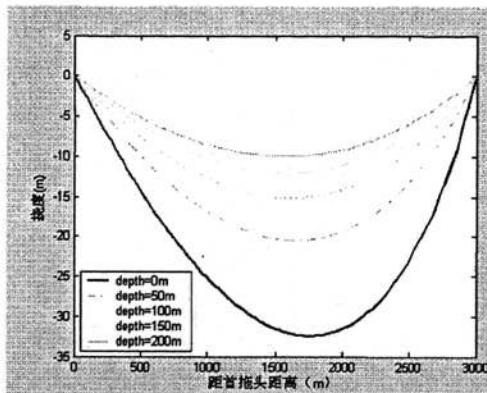


图 4.17 不同水深下管道挠度

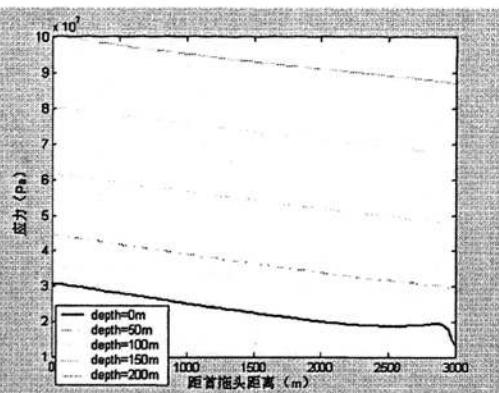


图 4.18 不同水深下管道应力分布

4.2.2.6 尾拖船张力对 CDTM 拖航的影响

CDTM 拖航过程中，尾拖船张力和拖航速度一起控制着管道的水下形态和内力。在实际拖航过程中，拖船运动将引起拖缆张力的动态变化，为了保持张力恒定，可以选用能够实时放缆和收敛的绞车。另外，为了减小由于拖缆松弛带来的瞬时动张力，也可以在拖缆上加几个浮力装置使拖缆张力保持稳定，如图 4.19。以下将研究尾拖船张力大小对管道应力和挠度以及首、尾拖缆形态的影响。

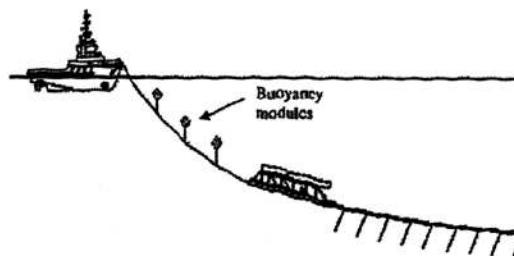


图 4.19 减小拖缆动张力的浮力装置

图 4.20 为不同尾拖船张力下管道的应力分布。由图可知，尾拖船张力越大，接近尾拖头处管道弯曲应力越小，但首拖头处管道轴向应力越大。图 4.21 为不同尾拖船张力下管道的挠度。由图可知，张力越大，管道挠度越小。图 4.22 为不同尾拖船张力下尾拖缆的形态。图 4.23 为不同尾拖船张力下首拖缆的形态。由图 4.22 和图 4.23 可知，张力越大，所需拖缆长度越长，拖船与拖头的水平距离也越长。

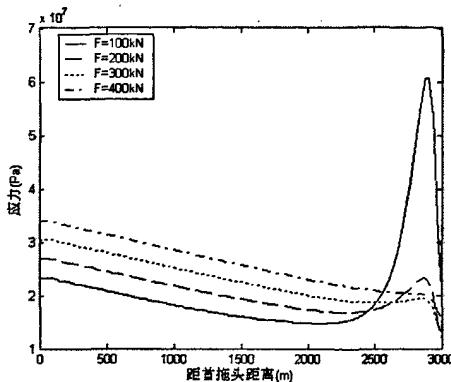


图 4.20 不同尾张力下管道应力分布

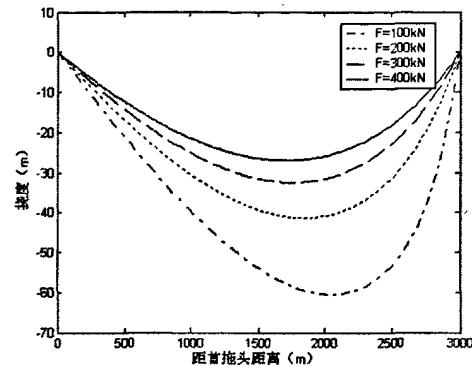


图 4.21 不同尾张力下管道挠度

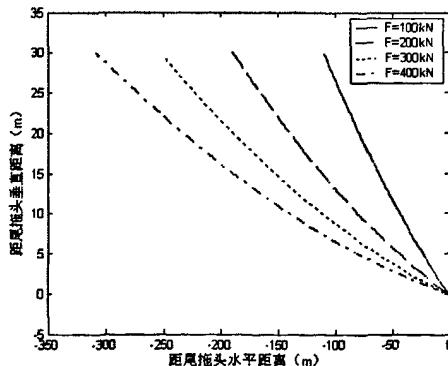


图 4.22 不同尾张力下尾拖缆形态

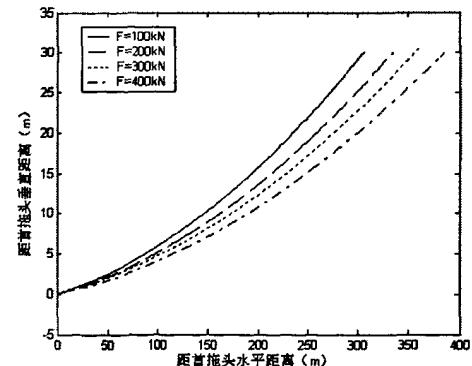


图 4.23 不同尾张力下首拖缆形态

4.2.2.7 侧向海流速度对 CDTM 拖航的影响

前面的 CDTM 拖航分析中并没有考虑侧向海流的影响。事实上，在 CDTM 拖航过程中，管道和拖缆在水下还经常受到侧向海流的作用。当侧向

海流速度较大时，其带来的侧向拖曳力将很容易超过管道的垂向水下重力。此时，管道将偏移至接近水面，这种状况非常危险。因此，在 CDTM 拖航过程中，应密切注意侧向海流速度大小，尽量使拖航方向与海流方向一致。

考虑侧向海流时，管道将为三维受力（垂向水下重力、侧向海流力、轴向张力），为了简化问题，可以采用以下方法将此三维受力问题转化为二维受力问题。假设管道侧向海流力和垂向水下重力为均布，我们可以得到管道静平衡面与水平面的夹角为：

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{Z_i}{Z_j} \quad (4-15)$$

其中， Z_i 为管道系统的水下重量， Z_j 为管道和拖缆受到的侧向海流拖曳力。

在静平衡面内，管道可以考虑为受以下合力 Z 作用。

$$Z = \left(Z_i^2 + Z_j^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4-16)$$

得到管道的静平衡面后，可以在这个平衡面内利用合力 Z 代替前面的管道水下重力进行计算，其它步骤类似。图 4.24 为管道受侧向海流时的简化示意图。

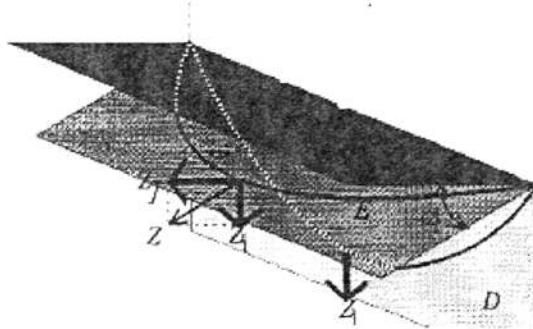


图 4.24 管道受侧向海流时的简化示意图

取拖航速度为设计值 2.1 m/s，考虑压载链升力后，整个拖航系统的水下重量 Z_i 为 15.4 N/m， Z_j 为侧向海流对管道和压载链侧向拖曳力之和，由公式 (4-15) 和 (4-16) 可以得到不同侧向海流速度下的合力 Z 和静平衡面与水平面夹角 α 。表 4.5 为不同侧向海流速度下，合力 Z 和夹角 α 的大小。利用表 4.5 的值可以计算出管道在不同侧向海流速度下的内力和形态。

表 4.5 不同侧流速度下 Z 和 α 值

侧向海流速度(m/s)	管道侧向曳力(N/m)	压载链侧向曳力(N/m)	总曳力(N/m)	管道水下重量(N/m)	合成功Z(N/m)	α (°)
0.1	5.31	0.68	5.99	15.4	16.5	68.8
0.2	21.25	2.23	23.48	15.4	28.0	33.3
0.3	47.92	4.47	52.39	15.4	54.6	16.4

图 4.25 为不同侧向海流速度下管道的应力图。由图可知，侧向海流速度将极大地增加管道在尾拖头附近的弯曲应力。图 4.26 为不同侧向海流速度下管道的弯矩图。图 4.27 为不同侧向海流速度下管道的轴力图。由图可知，侧向海流速度对管道轴力没有影响。图 4.28 为不同侧向海流速度下管道的形态图。由图可知，随着侧向海流速度的增大，管道将偏移至接近水面，此时管道与海面的垂直高度将大大减小。

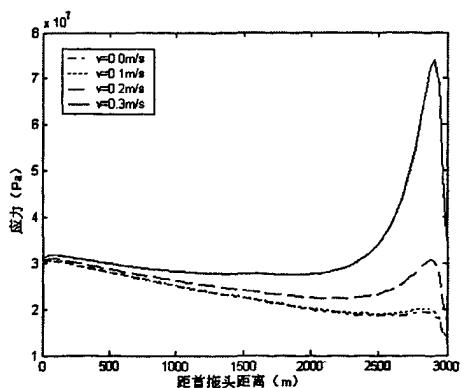


图 4.25 不同侧流速度下管道应力

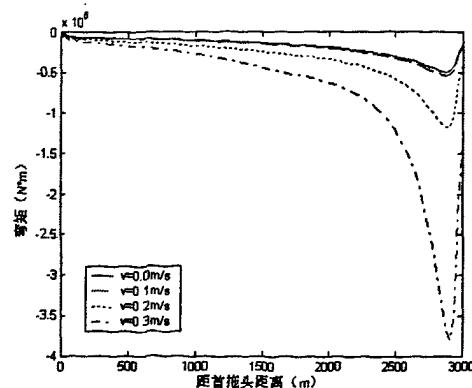


图 4.26 不同侧流速度下管道弯矩

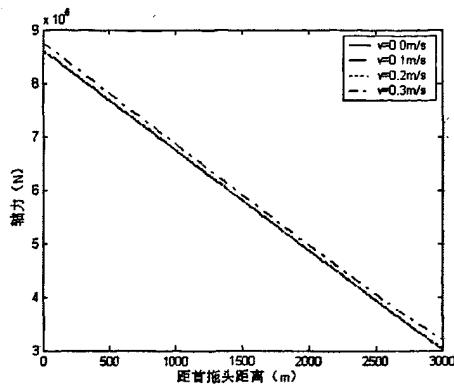


图 4.27 不同侧流速度下管道轴力

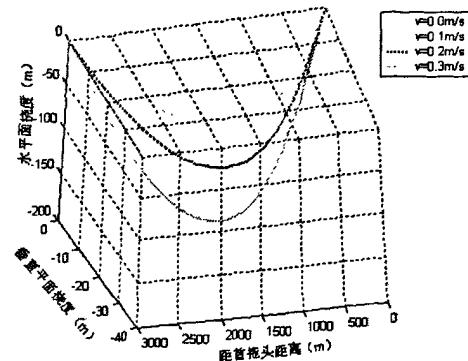


图 4.28 不同侧流速度下管道形态

4.2.3 CDTM 分析结果验证

国内针对 CDTM 拖航管道的研究甚少，国外已有研究大多针对的是管道在 CDTM 拖航过程中的动力疲劳问题。另外，有关管道 CDTM 拖航的实验分析也非常有限，没有可供对比的相关数据。这里为了验证 Abaqus 软件计算结果的准确性，将在不考虑拖航速度条件下，进行悬链线理论和 Abaqus 软件计算结果的对比，并探讨悬链线理论在管道拖航和铺设分析中的适用性。

图 4.29 为不考虑拖航速度下利用悬链线理论得到的管道挠曲线，图 4.30 为不考虑拖航速度下利用 Abaqus 软件得到的管道挠曲线。由两图可知，悬链线理论与有限元方法得到的结果非常一致。

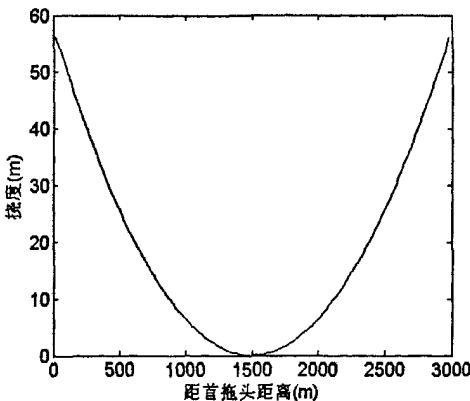


图 4.29 悬链线理论得到的管道挠度

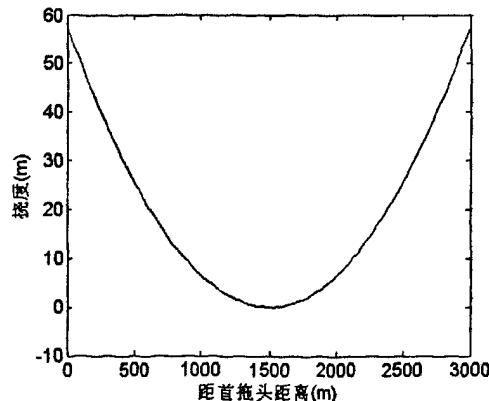


图 4.30 Abaqus 得到的管道挠度

表 4.6 为不同悬链线参数 a 下, 利用悬链线理论与 Abaqus 软件得到的管道中点挠度和弯矩对比。其中, 管道中点弯矩的悬链线解由公式 (3-40) 得到, 管道中点挠度的悬链线解由公式 (3-26) 得到。由表 4.6 可知, 不论悬链线参数 a 的大小, 管道中点处弯矩和挠度的悬链线解和有限元解完全吻合。这说明只要管道长度较长, 其弯曲刚度就可以忽略。事实上, 忽略管道弯矩刚度的悬链线理论还经常用于求解深水铺管时管道的形态和弯矩^[40]。

表 4.6 管道中点弯矩与挠度的悬链线解与有限元解对比

a 参数 \ \diagdown	$a=500$		$a=1000$		$a=3000$		$a=5000$	
	有限元	悬链线	有限元	悬链线	有限元	悬链线	有限元	悬链线
中点弯矩 ($N \cdot m$)	1.07E6	1.08E6	5.45E5	5.4 E5	1.83E5	1.8 E5	1.07E5	1.08E5
中点挠度 (m)	1081	1081.1	802.5	802.8	353.8	354.1	220	220.2

以上验证了不考虑拖航速度下 Abaqus 软件计算结果的准确性, 但是由于悬链线理论的限制, 其不能考虑拖航速度带来的拖曳力。为了验证考虑拖航速度下结果的准确性, 以下利用文献[41]提出的计算尾拖船垂直拖力、管道最大挠度以及最大挠度位置的计算公式进行 CDTM 静力分析结果验证。分析模型及相关参数定义见图 4.4。

尾拖船垂直拖力由下式确定:

$$V_{TT} = \frac{q_v l}{\ln\left[\frac{q_h l}{H_{TT}} + 1\right]} - \frac{q_v}{q_h} H_{TT} \quad (4-17)$$

其中, q_v 为均布垂向力, q_h 为均布水平力, H_{TT} 为尾拖船水平张力, l 为管道长度。

尾拖头距最大挠度点距离由下式计算:

$$X = \frac{V_{TT}}{q_v} \quad (4-18)$$

管道最大挠度值由下式确定：

$$Y(X) = \frac{q_v}{q_h} X - \frac{q_h V_{TT} + q_v H_{TT}}{q_h^2} \ln\left[\frac{q_h X}{H_{TT}} + 1\right] \quad (4-19)$$

利用公式 (4-17) ~ (4-19) 计算得到的 $V_{TT}, X, Y(X)$ 值与 Abaqus 软件计算值的对比见表 4.7。由表 4.7 可知，由 Abaqus 软件计算得到的尾拖船垂向张力、最大挠度点位置、最大挠度值与文献[41]提出的公式计算结果非常一致，只是尾拖船垂向分力有较小误差。因此，有理由相信这里采用 Abaqus 软件得到的 CDTM 分析结果是准确的。

表 4.7 考虑拖航速度下 CDTM 分析结果验证

拖航速度 (m/s)	尾拖船垂向 分力(kN)		最大挠度点距尾 拖头距离(m)		最大挠度(m)	
	Abaqus	文献公式	Abaqus	文献公式	Abaqus	文献公式
1.9	40.9	36.22	1260	1267.8	61.3	63.4
2.0	30.7	28.1	1250	1254.5	46.8	48.2
2.1	20.7	19.8	1240	1242	32.4	33.1
2.2	10.8	10.6	1230	1232.6	17.6	17.4

4.3 离底拖管道稳定性分析

集束管道在油田内部的拖航采用离底拖法完成，并最终通过管段对接、充水下沉和挖沟完成整个管道的安装作业。离底拖时，管道不直接与海床接触，这样既可以顺利地跨过海底障碍，又不需要很大的拖力。由于离底拖法本身特点，管道自身应力并不是关注的重点。但是，由于油田内部存在其它

既有设施，离底拖往往需要在很窄的安装通道内进行，因此，管道在水下的稳定性问题就成为施工中的关注重点。另外，离底拖与 CDTM 一样，需要通过控制放缆长度来进行施工作业控制。鉴于此，本节主要进行离底拖时管道稳定性分析以及缆长计算。

4.3.1 管道在停泊水域的稳定性计算

进行离底拖前，管道需要在临时停泊水域等候合适天气，此时，管道依靠海床给与压载链的静摩擦力来抵抗可能受到的侧向海流。另外，为了增加管道在水下的稳定性，离底拖前还将通过增加压载链使管道系统水下重量增加 30N/m 。表 4.8 给出了增加压载链前与增加压载链后管道的最大允许侧向流速，其中，海床摩擦系数取为最小值 0.6。由表 4.8 可知，当侧向海流速度超过 0.34m/s 时，需采取其它措施保证管道在停泊水域的稳定性。

表 4.8 管道最大允许侧向流速 m/s

最大允许侧向流速 (加压载链前)	最大允许侧向流速 (加压载链后)
0.27	0.34

取管道在临时水域的设计最大侧向流速为 0.4m/s ，此时管道依靠海床摩擦力已不能够保持在水下的稳定，需由尾拖船施加张力。表 4.9 给出了尾张力为 300kN 时，管道在设计侧向流速下的最大挠度。

表 4.9 管道在设计侧向流速下的最大挠度

挠度(m)	尾张力(kN)
122.7	300

4.3.2 离底拖时管道稳定性计算

离底拖开始后，海床给压载链的摩擦力方向为与拖航速度方向相反，此时，无侧向摩擦力来抵抗侧向海流。因此，需要增大尾拖船张力来保证管道在 $\pm 100\text{ m}$ 的安装通道内，如果管道超出安装通道范围，需要立刻停止拖航并

进行侧向偏移就位。表 4.10 为侧向流速为 0.3 m/s 时，保证管道在安装通道范围内所需的小尾拖船张力。

表 4.10 保证管道在通道内所需最小尾拖船张力

侧向流速(m/s)	尾拖船张力(kN)	管道最大挠度(m)
0.3	510	100

尾拖船拖力计算：由以上计算可知，为保证管道在离底拖时的稳定性，所需最小尾拖船张力为 510 kN，考虑到每 m/s 拖航速度带来 20 吨的拖力损失，且考虑 20% 的拖力富裕。尾拖船拖力可由下式计算得到：

$$\begin{aligned} BP &= \frac{T}{0.8} + v \cdot d \\ &= \frac{510}{0.8} + 2.0 \times 200 \\ &= 1000 \text{ kN} \end{aligned}$$

首拖船马力选择：取离底拖最大拖航速度为 2.0 m/s，则尾首拖船马力可由下式确定：

$$\begin{aligned} HP &= \frac{1000 \times 1000 \times 2.0}{735} \\ &= 2600 \text{ (HP)} \end{aligned}$$

4.3.3 拖船拖力与缆长计算

表 4.11 给出了停泊和离底拖（拖航速度为 1.0 m/s，轴向摩擦系数取 1.0）时，计算得到的首、尾拖船拖力及首、尾拖缆长度。

表 4.11 停泊和离底拖时首、尾拖船拖力及缆长计算

工况	拖船	水平拖力 (kN)	垂直拖力 (kN)	拖缆长度 (m)	拖头深度 (m)
停泊	首拖船	300	5	554	130
	尾拖船	300	0	817	130
离底拖	首拖船	783	10	854	125
	尾拖船	510	10	959	125

4.3.4 首拖缆回收计算

在进行管段对接前，首拖缆将被回收。首拖缆回收时，作用在首拖头上的水平拖力将逐步减小，当水平拖力减小到一定值时，将通过 ROV 进行首拖缆的解脱作业。表 4.12 计算了不同回收阶段首拖船与首拖头的水平距离以及首拖缆长度。计算时，以下参数设为固定：

- 首拖头处垂直拖力 10kN
- 首拖头水下深度 125 米

表 4.12 首拖缆回收计算

步骤	水平拖力 (kN)	拖船与拖头距离 (m)	拖缆长度 (m)
1	783	843.3	854
2	700	794.5	807
3	600	732.3	746
4	500	664.6	679
5	400	589.6	606
6	300	504.5	523
7	200	403.3	426
8	150	342.8	369
9	75	227.8	265
10	50	176.7	221
11	25	108.8	170
12	25	74	148

4.4 本章小结

本章主要进行了集束管道在复合式拖航各个阶段的力学分析。首先，根据共振时波浪频率与管道梁振动频率相等，得出了浮拖管道共振波浪周期计

算公式，根据该公式分析了管道直径、径-厚比以及浪向角对共振波浪周期的影响；随后，利用Abaqus软件和悬链线理论对CDTM拖航主要施工参数进行了敏感性分析，并验证了CDTM敏感性分析的准确性；最后，本章进行了离底拖时管道的稳定性分析。

第 5 章 集束管道安装阶段力学分析

上一章主要对集束管道复合式拖航安装全过程进行了力学分析，当管道拖航完成后，一般还需进行随后的安装作业。安装作业主要包括有：提吊对接、充水下沉和挖沟等。在这些作业过程中，管道在水下自重等的作用下往往会产生很大的应力。为了确保管道在安装阶段的安全，本章主要对集束管道安装全过程进行力学分析。

5.1 集束管道单吊点对接分析

海底管道的施工中经常需要将沉入海底的管道提升至海面进行对接或维修。为了保证管道在提升过程中的安全，这里按照DNV规范要求进行强度校核。管道在提升过程中处于几何非线性状态，其控制方程的求解较为困难，主要表现在：微分方程阶次高，边界是可动的。处理动边界一般采用差分法，由于差分法计算量大而且精度有限，本文采用打靶法求解。

5.1.1 力学模型和边界条件

管道在端部竖直向上的提升力 F 和沿管道长度均布的自重 q 作用下，产生弯曲变形。如图 5.1，假设提起部分的弧长为 a ，管道的抗弯刚度为 EI ，管道左边无限长，忽略与管道接触部分的海床刚度。假设管道与海床接触区域与管道提起段长度相比较小，将原来分布作用在接触区域的支反力简化为集中作用在管道接触点的集中力，忽略该接触区域支反力引起的力矩。该接触点的力的边界条件转化为有剪力作用但弯矩为零的铰支座，位移边界条件是竖直方向挠度、转角和水平位移为零。该力学模型可以从平衡条件、几何关系和物理关系三个方面建立控制方程^[42]。

1) 平衡方程

在提升的管道上任意截取一段长度为 ds 的管道微元体，其上作用有沿着管道长度均布的自重 q 。设该微元体的左侧截面变形后和原来水平方向的夹角为 $\theta(s)$ ，截面上的内力有轴力 $N(s)$ 、弯矩 $M(s)$ 和剪力 $Q(s)$ ，它们是截面

弧长位置 s 的单值函数。在管道微元体的右侧轴线与水平线间的夹角为 $\theta + d\theta$ ，截面上内力分别为 $N + dN$ 、 $M + dM$ 、 $Q + dQ$ ，其中 N 、 M 和 Q 是左侧截面上的内力，如图5.2。根据该管道微元体的力和力矩平衡可以得到以下方程：

$$-N - qds \sin \theta + (N + dN) \cos d\theta + (Q + dQ) \sin d\theta = 0 \quad (5-1)$$

$$Q - qds \cos \theta - (Q + dQ) \cos d\theta + (N + dN) \sin d\theta = 0 \quad (5-2)$$

$$-M - (Q + dQ) \cos d\theta ds + (M + dM) + (N + dN) \sin d\theta ds = 0 \quad (5-3)$$

在 ds 趋近于零时， $\cos d\theta$ 趋近于1， $\sin d\theta$ 趋近于 $d\theta$ ，忽略二阶无限小项后得到：

$$-qds \sin \theta + dN + Qd\theta = 0 \quad (5-4)$$

$$qds \cos \theta - dQ + Nd\theta = 0 \quad (5-5)$$

$$dM - Qds = 0 \quad (5-6)$$

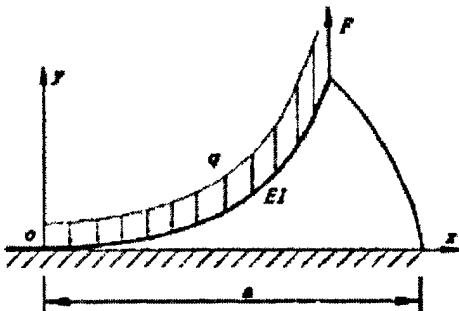


图5.1 管道提升计算模型

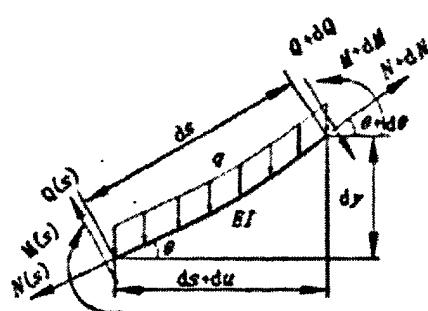


图5.2 管道微元体受力图

2) 物理关系

由于管道弯曲变形很大，其截面尺寸和变形长度相比很小，可忽略管道的轴向变形和剪切变形的影响，认为管道属于细长构件，所以在物理关系中只考虑弯曲物理方程：

$$EI \frac{d\theta}{ds} = M(s) \quad (5-7)$$

3) 几何关系

对于大变形结构，忽略轴向变形和剪切变形时，任意位置的转角和挠度之间有微分关系：

$$\sin \theta = \frac{dy}{ds}, \cos \theta = \frac{du}{ds} + 1 \quad (5-8)$$

上式中， $y(s)$ 和 $u(s)$ 是管道轴线上任意一点的挠度和水平位移，方程 (5-4) ~ (5-8) 组成了该问题的 6 个控制微分方程，其中包含了 3 个内力、2 个位移和 1 个转角，共 6 个未知量。

4) 边界条件

在 $s=0$ 处，挠度、转角和水平位移为零，弯矩为零，水平轴力为零，即：

$$y(0)=0, \theta(0)=0, u(0)=0, N(0)=0, M(0)=0 \quad (5-9)$$

在提升点处只有提升集中力，这点弯矩为零：

$$M_n(a)=0 \quad (5-10)$$

在提升点处垂直方向力的平衡条件可得：

$$N(a)\sin \theta(a)-Q(a)\cos \theta(a)=F \quad (5-11)$$

其中， a 是提起部分的总弧长， F 是提升力。

5.1.2 数值求解

1) 无量纲变换

引入无量纲变换，用无量纲弧长 $\xi = s/a$ 将原来的求解区间 $(0,a)$ 变换到 $(0,1)$ ，引入无量纲挠度 $y_n(\xi)$ ，无量纲轴力 $N_n(\xi)$ ，剪力 $Q_n(\xi)$ 和无量纲弯矩 $M_n(\xi)$ ，即：

$$y_n(\xi) = \frac{y(s)}{a}, u_n(\xi) = \frac{u(s)}{a}, N_n(\xi) = \frac{N(s)}{qa}, Q_n(\xi) = \frac{Q(s)}{qa}, M_n(\xi) = \frac{M(s)}{qa^2} \quad (5-12)$$

引入这些无量纲变换后，控制方程变为：

$$-\sin \theta + \frac{dN_n}{d\xi} + Q_n \frac{d\theta}{d\xi} = 0, -\cos \theta - \frac{dQ_n}{d\xi} + N_n \frac{d\theta}{d\xi} = 0 \quad (5-13a)$$

$$\frac{dM_n}{d\xi} - Q_n = 0, \frac{d\theta}{d\xi} = M_n k \quad (5-13b)$$

$$\sin \theta = \frac{dy_n}{d\xi}, \cos \theta = \frac{du_n}{d\xi} + 1 \quad (5-13c)$$

其中，无量纲参数 $k = qa^3/EI$ 。

边界条件 (5-9) 可以简化为：

$$y_n(0)=0, \theta(0)=0, u_n(0)=0, N_n(0)=0, M_n(0)=0, M_n(1)=0 \quad (5-14)$$

2) 打靶法求解

微分方程组(5-13)在边界条件(5-14)下描述的是两点边值问题,可以借助打靶法数值求解,为了得到该边值问题的数值结果,先将这个问题转化为一个初值问题。取初始位置的剪力 $Q_n(0)=a$ 作为一个打靶参数,调整参数 a 使右侧的边界条件 $M_n(1)=0$ 满足,此时的解答即为实际问题的解答。本文通过在MATLAB环境下编制打靶法程序来迭代求解满足边界条件 $M_n(1)=0$ 的打靶参数 a ,其中利用MATLAB内嵌的R-K函数可以很好地求解由边值问题转化的初值问题方程组。MATLAB程序具体算法如下:

1. 输入打靶参数以及无量纲参数 k 。
2. 将打靶参数作为剪力 $Q_n(\xi)$ 的初值,调用R-K函数求解方程组(5-13)。
3. 提出计算得到的右端点弯矩值 $M_n(\xi)$,比较是否小于允许误差。
4. 不满足允许误差时,利用线性打靶的线性差值求出下次打靶参数。
5. 循环进行第2~4步计算,直到弯矩值误差小于允许值。
6. 显示计算结果,并验证其正确性。

5.1.3 计算结果

在整个管道提升过程中,无量纲参数 k 对应着不同的提升阶段,给定一系列参数 k 就可得到相应阶段的变形和内力分布。分别取 $k=10, 30, 50, 70, 90$,经过计算得到各个阶段的变形情况和内力分布情况如图5.3~图5.8。

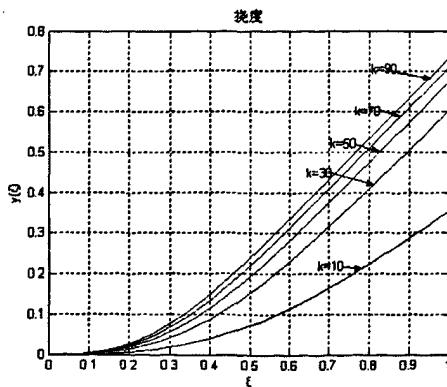


图5.3 挠度与弧长的关系

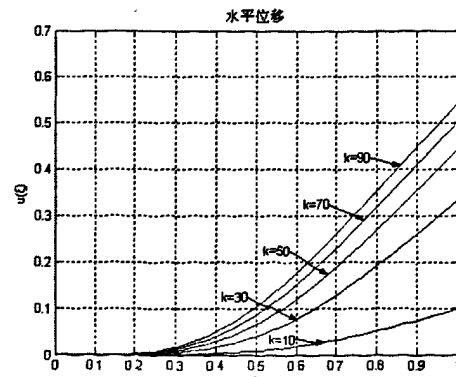


图5.4 水平位移与弧长的关系

图5.3给出了不同 k 值时无量纲挠度 $y_n(\xi)$ 随弧长 ξ 的变化关系；图5.4给出了无量纲水平位移 $u_n(\xi)$ 随弧长 ξ 的变化关系；图5.5给出了管道转角随弧长 ξ 的变化关系；图5.6给出了无量纲弯矩 $M_n(\xi)$ 沿弧长 ξ 的变化关系；图5.7给出了无量纲轴力 $N_n(\xi)$ 沿弧长 ξ 的关系；图5.8给出了无量纲剪力 $Q_n(\xi)$ 沿弧长 ξ 的变化关系。

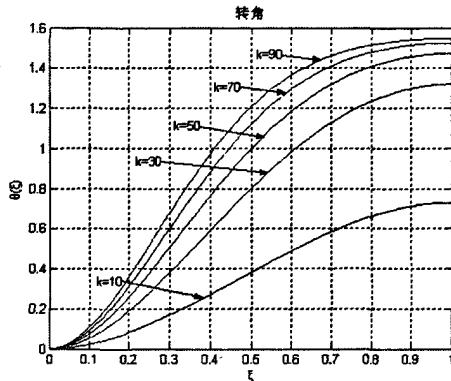


图5.5 转角与弧长的关系

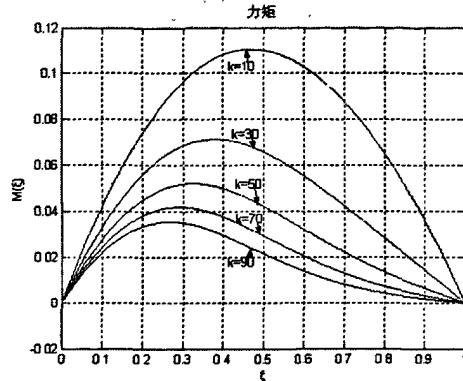


图5.6 弯矩与弧长的关系

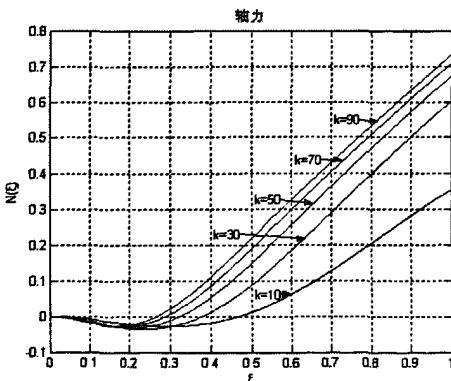


图5.7 轴力与弧长的关系

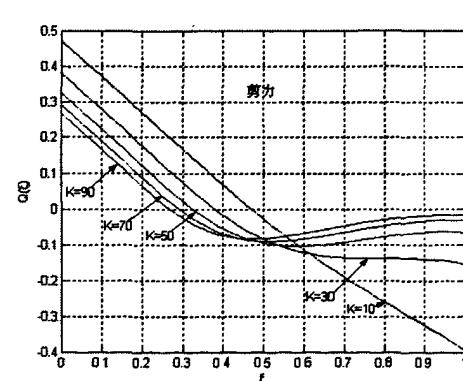


图5.8 剪力与弧长的关系

取集束管道弯曲刚度 EI 为 $5.4E8$ ，水下自重 q 为 $100N/m$ ，转换无量纲参数后，可得集束管道在不同提升阶段的内力和变形如图5.9~图5.11。图5.9给出了不同 k 值时管道的变形形态；图5.10给出了不同 k 值时管道的弯矩分布；图5.11给出了不同 k 值时管道的轴力分布；图5.12给出了根据提升点处力平衡公式(5-11)计算得到的不同 k 值时所需提升力。

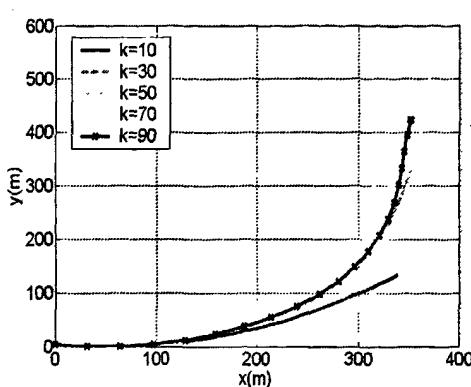


图5.9 不同提升阶段管道变形

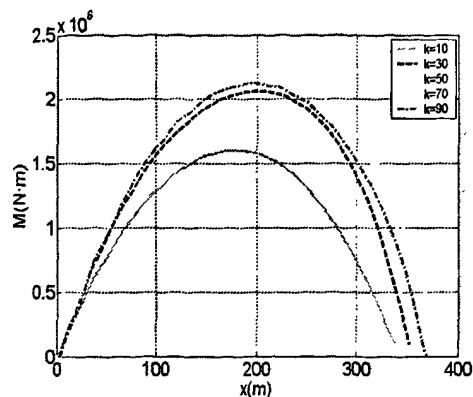


图5.10 不同提升阶段管道弯矩分布

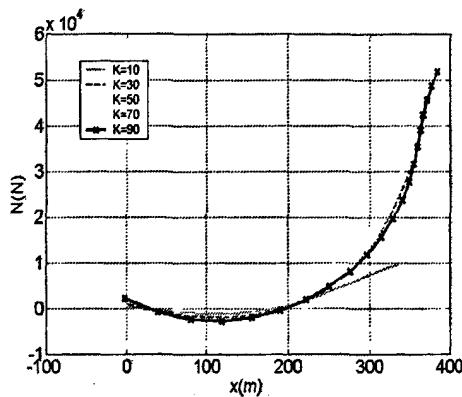


图5.11 不同提升阶段管道轴力分布

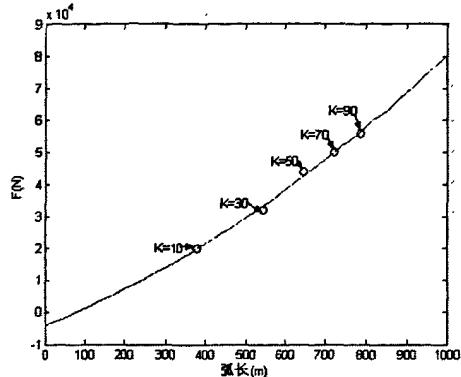


图5.12 不同提升阶段所需提升力

由弯矩分布图5.10可以看出：在 k 值很大之后，弯矩的峰值趋近于极限值2.2E6。这是因为由变形图5.9可以看出： k 值很大之后，管道弯曲形状基本接近，只是 k 值越大，提起段弧长也越大。由提升力图5.12可以看出：随着提升高度变大，需要的提升力也变大，并且提升力大小近似与弧长成线性关系。

将极限弯矩值2.2E6代入以下弯曲应力计算公式：

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{M}{I} \cdot \frac{D}{2} \\ &= 360 \\ &> [\sigma] = 348 \text{ MPa}\end{aligned}$$

由上式计算可知：管道在提升过程中，最大弯曲应力大于许用用力，需采取其它辅助办法。一般可以通过配置浮筒减小管道负浮力或设置多个吊点的方法来减小管道在提升过程中的弯曲应力。

5.1.4 结果验证

为了验证MATLAB程序计算结果的准确性,这里采用ABAQUS软件对提升管道进行考虑大变形的静力分析。由打靶法可以求解得到管道在各个不同提升阶段的不同提升段弧长和提升高度,这样就确定了管道各个不同提升阶段的动边界位置,再将边界条件(5-14)施加到该位置上即可利用ABAQUS软件进行有限元计算。利用ABAQUS和MATLAB得到的当k=10、70时管道内力、变形的比较结果如图5.13~5.16。

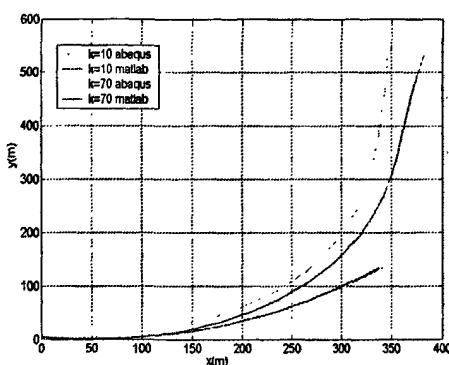


图5.13 管道变形形态比较

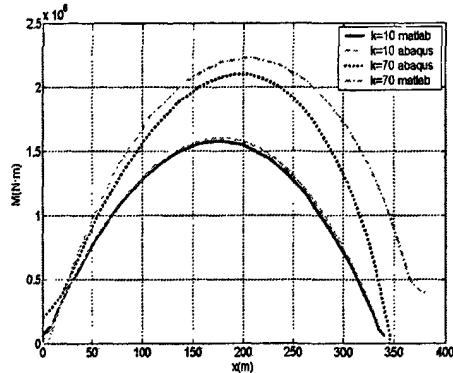


图5.14 管道弯矩分布比较

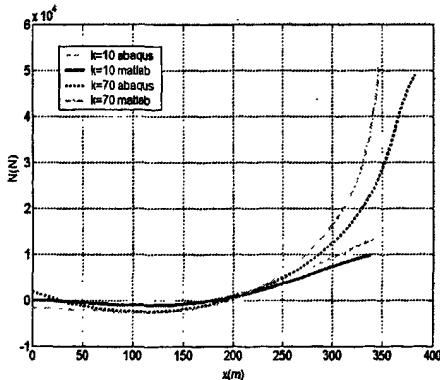


图5.15 管道轴力分布比较

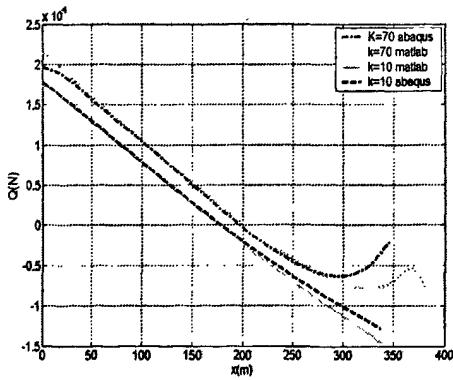


图5.16 管道剪力分布比较

由图5.13~5.16可以看出,利用ABAQUS和MATLAB得到的管道内力和变形是比较吻合的,特别是当k=10时两种方法得到的内力和变形基本完全相同。

表5.1为利用ABAQUS和MATLAB得到的当k=10、70时端点提升力

的比较结果，可以看出两种方法得到的提升力误差也很小。

表 5.1 ABAQUS 和 MATLAB 提升力比较

计算方法	K=10	N
ABAQUS	2.00E+04	5.15E+04
MATLAB	2.00E+04	5.00 E+04
误差	0%	3%

由以上验证结果可知：本例所编制的基于打靶法的 MATLAB 程序可以很好地解决管道提升过程中的动边界和大变形问题，当 k 值较小时结果非常一致， k 值较大时产生的误差主要是端部大变形引起的。当提起弧长很大时，采用单吊点起吊不满足强度要求，须采取多吊点起吊。

5.2 集束管道充水下沉分析

集束管道采用离底拖就位于预定安装位置后，此时整个管段大致漂浮在离海床 5~10 米处，为了将管道沉放到海床上，需进行管道的沉放着底。由于集束管道管径较大、管壁较薄，不能单独依靠水下自重下沉，需采用充水下沉方法。充水下沉时，先在管道一端充水，另一端排气，随着水注入管内，充水的一端开始下沉，这样继续充水，最终使管道全部沉到海底。为了确保管道充水下沉段的安全，必须确定管道的悬浮段长度和充水段长度，并对管道进行强度计算。管道充水下沉可分为三个阶段：下沉初始阶段、下沉中间阶段、下沉末尾阶段。这里采用小变形梁法对集束管道进行下沉中间阶段受力分析，其它阶段除边界条件不同外，分析模型和方法都类似。

5.2.1 集束管道充水下沉力学模型

在下沉中间阶段，集束管道着底段与海床相切并受到海床的支承力 R 作用。下沉初始段与水平面相切，并受到外力 S 的作用。下沉深度为 d 时，集束管道在充水下沉中间阶段的力学模型如图 5.17^[43]。

其它模型参数还有： L 为整个管道下沉段水平长度； a 为充水段水平长度； b 为空管段水平长度； q_1 为空管段单位长度浮力； q_2 为充水段单位长度

负浮力; EI 为管道抗弯刚度; W 为管道抗弯截面系数。

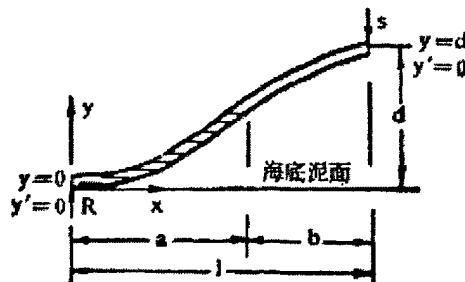


图 5.17 管道充水下沉模型

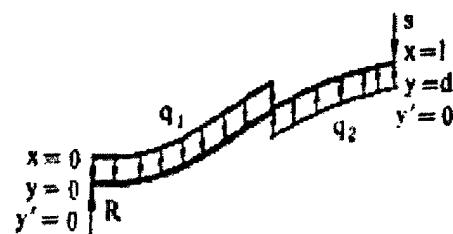


图 5.18 管道充水下沉受力

管道受力情况如图 5.18, 管道冲水下沉的瞬间, 管道下沉段受到的力和力矩平衡关系为:

$$\begin{cases} \sum Y = R - q_2 a + q_1 b - S = 0 \\ \sum M = R(a+b) - q_2 a [b + (a/2)] + q_1 (b^2 / 2) = 0 \end{cases} \quad (5-15)$$

上述方程组中有 a, b, R, S 四个未知数, 需建立四个方程式求解。从图 5.18 看出, 管段下沉时的边界条件为^[44]:

当 $x=0$ 时, $y=0, dy_a/dx=0$ 。

当 $x=a$ 时, $y_a=y_b, dy_a/dx=dy_b/dx$ 。

当 $x=L$ 时, $y=d, dy_b/dx=0$ 。

由上述边界条件, 按材料力学建立管道的弯曲微分方程:

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = M_x \quad (5-16)$$

1) 若 x 在 a 段内, 则有:

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = M_x = Rx - \frac{q_2 x^2}{2} \quad (5-17)$$

积分上式得:

$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{Rx^2}{2} - \frac{q_2 x^3}{6} + C_1 \quad (5-18)$$

因 $x=0$ 时, $dy_a/dx=0$, 所以 $C_1=0$ 。

再积分得:

$$EIy = \frac{Rx^3}{6} - \frac{q_2 x^4}{24} + C_2 \quad (5-19)$$

因 $x=0$ 时, $y=0$, 所以 $C_2=0$, 代入得:

$$EIy = \frac{Rx^3}{6} - \frac{q_2 x^4}{24} \quad (5-20)$$

2) 若 x 在 b 段内, 则有:

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = M_x = \frac{(q_1 + q_2)a^2}{2} + [R - a(q_1 + q_2)]x + \frac{q_1 x^2}{2} \quad (5-21)$$

积分得:

$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{(q_1 + q_2)a^2}{2}x + \frac{R - a(q_1 + q_2)}{2}x^2 + \frac{q_1}{6}x^3 + C_3 \quad (5-22)$$

因 $x=a$ 时, 由 $EI \frac{dy_b}{dx} = EI \frac{dy_a}{dx}$ 得:

$$\frac{Ra^2}{2} + \frac{q_1 a^3}{6} + C_3 = \frac{Ra^2}{2} - \frac{q_2 a^3}{6} \quad (5-23)$$

求解上式得:

$$C_3 = -\frac{(q_1 + q_2)a^3}{6} \quad (5-24)$$

将 C_3 代入 (5-23), 再积分得:

$$EIy = \frac{q_1}{24}x^4 + \frac{R - a(q_1 + q_2)}{6}x^3 + \frac{(q_1 + q_2)a^2}{4}x^2 - \frac{(q_1 + q_2)a^3}{6}x + C_4 \quad (5-25)$$

因 $x=a$ 时, 由 $y_b = y_a$ 得:

$$\frac{Ra^3}{6} + \frac{q_1 a^4}{24} - \frac{a^4(q_1 + q_2)}{12} + C_4 = \frac{Ra^3}{6} - \frac{q_2 a^4}{24} \quad (5-26)$$

求解上式得:

$$C_4 = \frac{(q_1 + q_2)a^4}{24} \quad (5-27)$$

由式 (5-15) 弯矩平衡关系求解支撑反力得:

$$R = \frac{q_2 a [b + (a/2)] - q_1 (b^2 / 2)}{a + b} \quad (5-28)$$

因 $a+b=L$, $q_1+q_2=\omega$, 代入上式得:

$$R = a\omega - (a^2\omega/2L) - (q_1 L/2) \quad (5-29)$$

在 $x=L$ 时, 将 $y=d$, $dy/dx=0$ 及式 (5-24)、(5-27)、(5-28) 代入式 (5-22)

及 (5-25) 得:

$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{\omega a^2 L}{4} x - \frac{q_1 L^3}{12} x^2 - \frac{\omega a^3}{6} = 0 \quad (5-30)$$

或 $2\omega - 3\omega(L/a) + q_1(L/a)^3 = 0 \quad (5-31)$

以及 $EIy = EId = \frac{\omega}{24}a^4 - \frac{\omega}{6}a^3L + \frac{\omega}{6}a^2L^2 - \frac{q_1}{24}L^4 \quad (5-32)$

用 $a^3/12$ 除式 (5-31) 得:

$$2\omega - 3\omega(L/a) + q_1(L/a)^3 = 0 \quad (5-33)$$

令 $L/a = n$, 则上式简化为:

$$2\omega - 3\omega n + q_1 n^3 = 0 \quad (5-34)$$

用 $a^4/6$ 除 (5-32) 得:

$$\frac{6EId}{a^4} = \omega\left(\frac{1}{4} - n + n^2\right) - \frac{q_1 n^4}{4} \quad (5-35)$$

由上式可解出:

$$n = \sqrt[4]{\frac{6EId}{\omega(n - \frac{1}{2})^2 - \frac{q_1 n^4}{4}}} \quad (5-36)$$

将 $\omega = q_1 + q_2$ 代入式 (5-32) 中, 移项, 除以 q_1 得:

$$\frac{q_2}{q_1} = \frac{n^3 - 3n + 2}{3n - 2} \quad (5-37)$$

对于一定管道, q_2/q_1 是已知的, 而 $n=L/a$ 又是 q_2/q_1 的函数, 故可由式 (5-37) 解出 n , 再将求得的 n 代入式 (5-29) 及 (5-36), 可分别求出 R 及 a 。

5.2.2 计算结果

图 5.19 为利用公式 (5-37) 得到的 $n \sim q_2/q_1$ 的关系曲线, 从图中可以看出随着 q_2/q_1 的增大, n 值也逐渐增大。取集束管道空管段水下浮力 q_1 为 424N/m, 充水段的水下重量 q_2 为 2500 N/m, 弯曲刚度 EI 为 5.4E8。由图 5.19 可以查出 n 的值为 4.2。图 5.20 为利用公式 (5-36) 得到的 $d \sim a$ 的关系曲线, 从图中可以看出: 随着沉没深度 d 的增大, 充水段长度 a 也逐渐增大。离底

拖时管道一般悬浮在海床上 5~10 米, 这里取管道沉没深度 d 为 10 米, 由图 5.20 可以查出 a 的值为 46.3, 则整个下沉段长度 $L=a \cdot n=194.5$ 米, 空管段长度 $b=L-a=148.2$ 。利用公式 (5-28) 可以解出海床对管道的支承力 $R=7.8E4$ 。将以上计算参数分别代入公式 (5-17)、(5-20)、(5-21) 和 (5-25) 可以分别求出充水段和空管段的弯矩分布图和挠曲线。

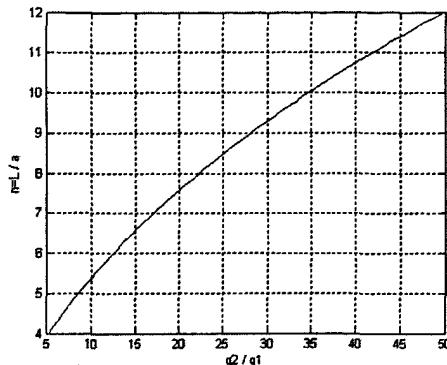
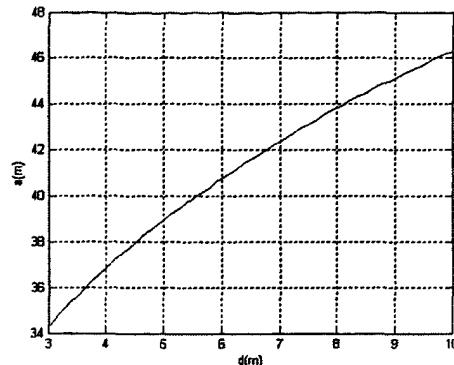
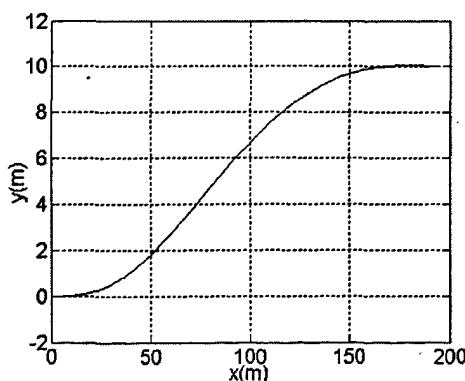
图 5.19 $n \sim q_2/q_1$ 的关系曲线图 5.20 $d \sim a$ 的关系曲线

图 5.21 充水下沉管道挠曲线

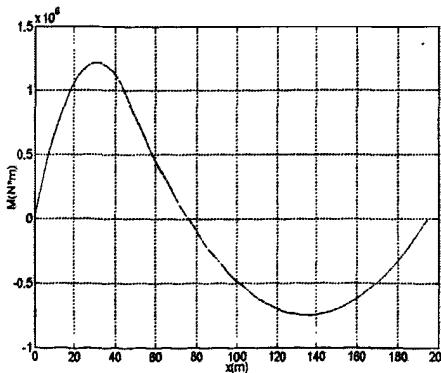


图 5.22 充水下沉管道弯矩分布图

图 5.21 为管道充水下沉时的挠曲线, 图 5.22 为管道充水下沉时的弯矩分布图, 由弯矩分布图可知最大弯矩出现在充水段的 $2/3$ 处, 值为 $1.2E6 N \cdot m$ 。将最大弯矩值 $1.2E6$ 代入以下弯曲应力计算公式:

$$\sigma = \frac{M}{I} \cdot \frac{D}{2}$$

$$= 201.1 \leq [\sigma] = 348 \text{ MPa}$$

由上式计算可知: 管道在充水下沉过程中, 最大弯曲应力小于许用用力,

是安全的。为了验证计算结果的准确性，这里采用ABAQUS软件对充水下沉管道进行考虑大变形的静力分析，其中边界点位置由以上计算得到的L和 a 确定。利用ABAQUS软件得到的管道挠曲线和弯矩分布如图5.23和5.24，可以看出计算结果和前面完全一致。

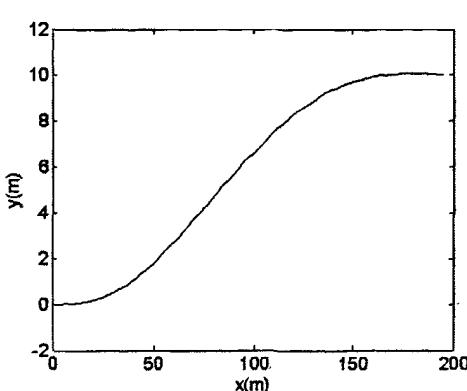


图 5.23 管道挠曲线（有限元解）

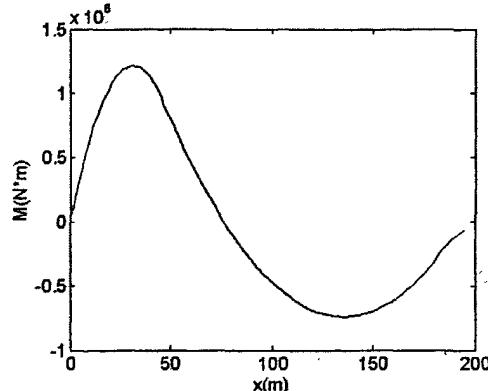


图 5.24 管道弯矩分布（有限元解）

5.3 集束管道挖沟分析

由于风浪、潮流、海床滑移和沉积物的迁移及海底地貌凹凸不平等原因，海底管线的稳定性往往不能满足设计要求。同时，为了防止船舶锚具及渔船拖网等对海底管线造成巨大的损害，通常海底管线的设计都要求对其进行挖沟埋设。通常将管顶埋深1.0~1.5米，如为防止抛锚对管道的损伤，则需使埋深大于锚的灌入度。挖沟方法可以分为预挖沟法、同时挖沟法和后挖沟法三种。预挖沟法就是在管线铺设之前预先挖出一条沟来，然后再将管线铺设到沟里的方法。预挖沟法多用于较浅水域的短距离管线。同时挖沟法是在海底管线铺设的同时进行挖沟作业的方法。后挖沟法是在管线铺设之后再沿管线进行挖沟作业的方法。本节主要对采用后挖沟法的管道进行力学分析。

5.3.1 力学模型和边界条件

挖沟时会引起海底不平，这时会引起如图5.25所示情况出现。将海底的不平程度用一个高度为 δ 的台阶表示，由于有一个台阶升高，管道在台阶以下和以上分别被抬起 L_1 和 L_2 两部分。 L_1 和 L_2 的值是待定的，因此这是一个动

边界问题。

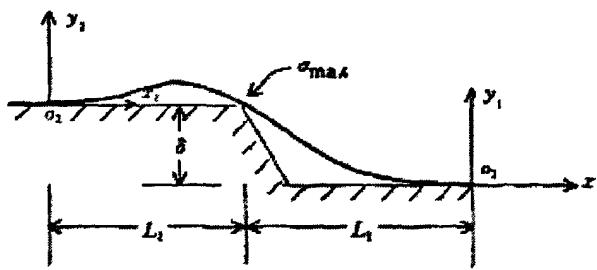


图 5.25 挖沟状态下的管道模型

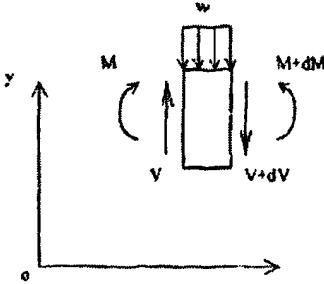


图 5.26 管道微元体受力图

管道微元的内力和挠度如图 5.26 所示。管道截面上的任一点的应变、应力以及截面的弯矩分别为^[45]:

$$\varepsilon = -y \cdot \frac{d^2 v}{dx^2} \quad (5-38)$$

$$\sigma = -E \cdot y \cdot \frac{d^2 v}{dx^2} \quad (5-39)$$

$$-M = \int \sigma \cdot y \cdot dA \quad (5-40)$$

y 是管截面上任一点距中面的距离, v 是管线的挠度, A 是截面积。考虑到:

$$w = -\frac{dv}{dx}, \quad V = \frac{dM}{dx}, \quad I = \int y^2 dA$$

其中, A 是单位长度管道的管重, I 是管道截面的惯性矩。得到的管线控制微分方程为:

$$\frac{d^4 v}{dx^4} = -\frac{w}{EI} \quad (5-41)$$

为了方便, 首先把有关变量无量纲化。定义管道的特征长度 L_C 为:

$$L_C^3 = \frac{EI}{w} \quad (5-42)$$

将有关变量做无量纲变换:

$$y_1^* = \frac{y_1}{L_C}, \quad y_2^* = \frac{y_2}{L_C}, \quad x_2^* = \frac{x_2}{L_C} \quad (5-43)$$

将管道的微分方程 (5-41) 做无量纲变换可得:

$$\frac{d^4 y_i^*}{dx^4} = -1, \quad i=1,2 \quad (5-44)$$

方程 (5-44) 的解为以下形式:

$$y_1^* = -\frac{x_1^{*4}}{24} + k_3 x_1^{*3} + k_2 x_1^{*2} + k_1 x_1^* + k_0 \quad (5-45)$$

$$y_2^* = -\frac{x_2^{*4}}{24} + d_3 x_2^{*3} + d_2 x_2^{*2} + d_1 x_2^* + d_0 \quad (5-46)$$

边界条件为:

$$x_1^* = 0 \text{ 时}, \quad y_1^* = 0, \quad \frac{dy_1^*}{dx_1^*} = 0, \quad \frac{d^2 y_1^*}{dx_1^{*2}} = 0 \quad (5-47)$$

$$x_2^* = 0 \text{ 时}, \quad y_2^* = 0, \quad \frac{dy_2^*}{dx_2^*} = 0, \quad \frac{d^2 y_2^*}{dx_2^{*2}} = 0 \quad (5-48)$$

$$x_1^* = -\frac{L_1}{L_c} \text{ 时}, \quad y_1^* = \frac{\delta}{L_c}, \quad \frac{dy_1^*}{dx_1^*} = \theta, \quad \frac{d^2 y_1^*}{dx_1^{*2}} = \kappa \quad (5-49)$$

$$x_2^* = \frac{L_2}{L_c} \text{ 时}, \quad y_2^* = 0, \quad \frac{dy_2^*}{dx_2^*} = \theta, \quad \frac{d^2 y_2^*}{dx_2^{*2}} = \kappa \quad (5-50)$$

5.3.2 数值求解及结果

式 (5-45) 和 (5-46) 中有 8 个未知数, 另外 L_1 , L_2 也是未知的, 因此共有 10 个未知数。式 (5-47) ~ (5-50) 共提供 10 个边界条件, 因此正好可以确定 10 个未知数。在 k_i , d_i ($i=0,1,2,3$)、离地长度 L_1 , L_2 求出以后, 就可以得到第一段和第二段被抬起管道的挠曲线形状 y_1^* , y_2^* 。进而可以得到每个截面弯曲应力 σ 沿管道长度方向的分布:

$$\sigma_{\max} = \frac{EIR}{I} \frac{d^2 y_1^*}{dx_1^{*2}} \quad (5-51)$$

上式中, R 是管道外径, 用无量纲表示则有:

$$\sigma_{\max} = \frac{ER}{L_c} \frac{d^2 y_1^*}{dx_1^{*2}} \quad (5-52)$$

表5.2 集束管道挖沟参数

项目	数值
集束管道水下重 w (N)	2500

转动惯量 $I(m^4)$	2.6E-3
集束管道外径(m)	0.432
挖沟深度(m)	2
特征长度 $L_C(m)$	60

集束管道挖沟参数见上表 5.2, 这里运用 MATLAB 求解式(5-45)和(5-46)在边界条件 (5-47) ~ (5-50) 下的值, 得到的挖沟时上、下抬起段长度和挠曲线系数见表 5.3。由表 5.3 可知管道弯曲应力较大, 达 327MPa。实际上, 由于台阶升高处海床并不是刚性的, 在管道压力作用下海床将发生沉降。因此, 这里计算得到的应力应比实际应力大。

表 5.3 集束管道挖沟计算结果

项目	数值
下部离地段长度 $L_1(m)$	72
上部离地段长度 $L_2(m)$	56.4
下部挠曲线系数 k_3	-0.070
下部挠曲线系数 k_0 、 k_1 、 k_2	0
上部挠曲线系数 d_3	0.039
上部挠曲线系数 d_0 、 d_1 、 d_2	0
$\max\left(\frac{d^2y^*}{dx^{*2}}\right)$	-0.22
σ_{\max} (mPa)	327
许用应力 [σ] (mPa)	348

取坐标原点为管道下部与海床接触点。图 5.27 为管道挖沟时无量纲弯矩分布图, 从中可以看出: 最大应力发生在台阶最大升高处, 另外, 在上、下部管道各有一个弯矩极值。图 5.28 为管道挖沟时无量纲挠曲线图, 从中可以看出: 上部管道的隆起高度较小, 约为挖沟深度的 1/10。

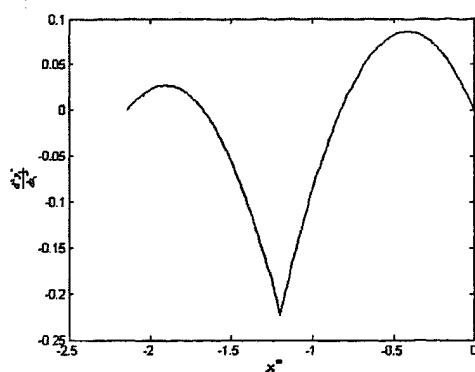


图5.27 无量纲弯矩分布图

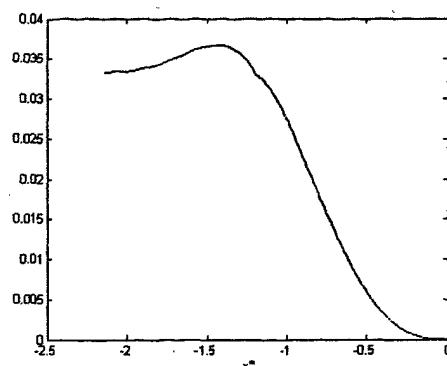


图5.28 无量纲挠曲线图

5.4 本章小结

本章对集束管道拖航后的安装阶段进行了力学分析，包括提吊、充水下沉和挖沟分析。通过无量纲转换和编制 Matlab 打靶法程序解决了管道在提吊过程中的动边界问题，并将两点边值问题转换为初值问题，最后利用 Abaqus 有限元软件验证了计算结果。为了确定管道在充水下沉和挖沟时的动边界，首先建立了管道上、下段的微分方程，能后利用边界条件和连续性条件进行求解，最后得到各段的挠曲线和弯矩分布。管道安装阶段力学分析的难点主要是确定管道的边界点，常用的解决方法包括无量纲变换和分段建立管道的控制方程。

结 论

目前，国内海底管道铺设绝大多数采用铺管船法进行，这种方法由于需要专用的铺管船，费用较高，并且时常因为找不到合适的铺管船而延误工期。在国外，采用拖航法安装管道应用非常广泛，拖航技术也在不断的发展和创新。国内而言，虽然胜利油田已进行过较多次的浮拖和底拖施工，但是这些都仅限于滩海水域，管道长度也很短。针对于此，本文结合国外相关实例和最新进展，提出了立足于国内的适合各种水深、简单易行的集束管道复合式拖航施工方案。同时，为了保证管道在拖航以及安装过程中的安全，本文还进行了集束管道复合式拖航和安装的力学分析。通过本文的研究工作，主要得出了以下有益结论：

1. 集束管道复合式拖航施工方案对设备的要求很低，具有较好的经济性，基于国内现有技术完全可以实现。但是，复合式拖航施工工艺相对较复杂，对施工中的操作和控制要求较高，目前国内相关经验很少，需要我们在以后的研究和实践中加以掌握。
2. 本文针对集束管道和管中管提出的等效建模方法可以用来准确考虑内部管道的轴向刚度和弯曲刚度，方法简单，且经过验证非常准确。
3. 集束管道由于属于大直径厚壁管，其在浮拖时的共振波浪周期较高，且发生共振时动应力较小，适合于进行浮拖。为了避免发生共振，浮拖时应尽量沿着波浪方向拖航管道。
4. CDTM 拖航时，拖航速度、管道水下重量、拖船张力以及静水压力对管道形态、内力以及拖缆形态有重要影响。CDTM 拖航时，放缆长度、侧向海流速度对管道和拖头所处水下深度有重要影响。CDTM 拖航时，管道自身应力很小，施工中的关键是通过合理控制拖航速度、拖船张力以及放缆长度使管道在水下保持合适的形态和深度。
5. 在临时停泊水域，管道能保持水下稳定的最大侧向海流速度为 0.34m/s ，取设计侧向流速为 0.4m/s 时，在 300kN 尾拖船张力下管道挠度为

122.7米。离底拖时，为了保证管道在安装通道范围内，所需的最小尾拖船张力为510kN。

6. 集束管道采用单吊点对接时，强度不满足要求，需通过配置浮筒或设置多个吊点的方法来保证安全。集束管道在充水下沉和挖沟阶段强度满足要求。

拖航管道会受到波浪、海流及拖船运动等多种动态因素的作用，呈现高度动态特性，对其进行准确求解较为复杂。本文虽然对集束管道复合式拖航进行了完整的力学分析，也得出了一些有益结论，但由于时间及作者能力所限，尚存在以下有待进一步研究的问题：

1. 本文提出的集束管道等效建模方法虽然较为简单，但是没有具体考虑到间隔块、隔舱壁和卡箍等结构的强度。这些结构厚度较小，需要传递内外管的作用力，并承受接触载荷，很容易引起破坏。因此，这里建议在得到集束管道总体内力后，对集束管道内部间隔块等进行有限元计算，并得到应力放大系数。

2. 本文在拖航分析时没有考虑到海流对拖头的阻力，采用的海流对压载链作用力的计算公式也只是取相关文献数据。为了提高计算结果的准确性，这里建议通过模型试验得到海流对拖头和压载链阻力数据。

3. 集束管道在拖航时（特别是浮拖时），在波浪和拖船运动的作用下，会产生很大的运动响应，同时会带来一定的疲劳损伤。本文没有考虑集束管道在拖航过程中的动态问题，也没有进行疲劳计算。因此，这里建议当拖航距离较长时，对浮拖和CDTM拖管道进行随机动力分析，并计算管道运动和VIV引起的集束管道疲劳损伤。

参考文献

- [1] Jee, Trevor P. Subsea pipeline bundle. 美国专利: 4679598, 1987-07-14
- [2] Aarseth, Finn. Arrangement in a pipe bundle. 美国专利: 5979506, 1999-11-09
- [3] Baker, Jerry G. Pipe-in-a-pipe bundle apparatus. 美国专利: 6003559, 1999-12-21
- [4] 宋儒鑫, 王金英. 管束—油田内部输送的一种巧妙方法. 中国造船. 2003, 43 (增刊): 238-251 页
- [5] Yong Bai, Qiang Bai. Subsea pipelines and risers. Elsevier Science Ltd, 2005: 597-603P
- [6] Glen, R. Heated offshore pipeline and method of manufacturing. 国际专利: 036063, 1997-02-10
- [7] Mikael, W. Design and installation of marine pipelines. Blackwell Science, 2005: 228-233P
- [8] Hellestø AR. Combined tow method for deep water pipeline and riser installation. Offshore Technology Conference (OTC), Houston, Texas, 2007
- [9] Ruxin Song, Terje Clausen. Design and installation of a banded riser system for a north sea development. Offshore Technology Conference (OTC), Houston, Texas, 2001
- [10] 赴英, 荷、丹海洋海洋石油钻采集输设备考察组. 赴英、荷、丹海洋石油钻采集输设备考察报告. 第一机械工业部技术情报所. 1997: 10-30 页
- [11] V.Alliot, H.zhang. Development of towing techniques for deepwater flowlines and riser. Offshore Technology Conference (OTC), Houston, Texas, 2006

- [12] A.H.摩塞尼. 海底管道设计分析及方法. 许正明译. 海洋出版社, 1984: 76-109 页
- [13] 彭兴黔, 白鹏飞. 恒定水深拖拉铺管管线的三维大挠度静态应力分析. 江汉石油学院院报. 1989, 11(1): 75-79 页
- [14] 梁政. 海洋管道直接漂浮拖运分析. 油气储运. 1990, 9(7): 26-33 页
- [15] 李金成. 海底管道拖拉法施工分析及其软件. 浙江大学硕士学位论文. 2007: 9-39 页
- [16] Young Sik Jang, Minoo H. Patel. Improved algorithm for static analysis of mid-depth towed pipelines. International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE), Lisbon, Portugal, 1998
- [17] P. L. F. Mendes, B. P. Jacob. Comparison of coupled and uncoupled analysis methodologies in towing pipeline installation modelling. International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE), San Diego, California, 2007
- [18] Xiao Qing Liu. Dynamic of long, flexible pipes during Surface towing and drift loads on flexible floating structures. Ph D dissertation. University of Hawaii, 1998: 5-15P
- [19] Garrett DL, Watters AJ. Dynamic analysis of a surface towed riser. International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE), Copenhagen, Denmark, 1995
- [20] Langley, R. S. Random dynamic analysis of towed pipelines. Ocean Engineering. 1989, v16: 3-5P
- [21] Albertus Dercksen, Taco Taconis. Recent development in the towing of very long pipeline bundles using the CDTM method. Offshore Technology Conference (OTC), Houston, Texas, 1993
- [22] I. C. Smitha, D. L. Garrettb. The lifetime dynamics of a deepwater riser design. Applied Ocean Research. 1998, v20: 69-81P

- [23] I. C. P. da Cruz, J. D. Davidson. Deepwater Installation of Pipelines and Risers by Towing. Offshore Technology Conference (OTC), Houston, Texas, 2006
- [24] R. Di Silvestro, F. Casola, G. Fatica. Novel tow methods for deepwater riser towers transportation in west-of-africa environment. Offshore Technology Conference (OTC), Houston, Texas, 2006
- [25] 马良. 海底管道牵引铺设过程中的管壁与基土间的摩擦阻力试验研究. 油气储运. 1991, 7(10) : 2-5 页
- [26] 钱孟祥, 王志国, 韩清国, 张克明. 垦岛油田海底管线拖管技术. 海岸工程. 2000, 19(2): 29-35 页
- [27] DET NORSKE VERITAS, OS-F101 Submarine Pipelines Systems, 2000
- [28] Jim W. Riley. Troika towed bundle flowlines. Offshore Technology Conference (OTC), Houston, Texas, 1998
- [29] 夏荣聪, 侯强. 垦岛油田海底管道安装应力计算方法的研究及应用. 海岸工程. 2000, 19(1) : 5-6 页
- [30] 刘雅清. 桂山岛海底输油管线的施工. 港口工程. 1996, 19(2): 1-3 页
- [31] 倪小方, 王龙文. 近底拖铺管法的主要作业环节及施工工艺. 中国海洋平台. 1996, 7(1): 19-23 页
- [32] 王志国, 刘长江, 刘鸿升. 滩海油田海底注水管道施工技术. 石油工程建设. 1996, 6(3): 19-22 页
- [33] 马良. 海洋油气管道工程. 海洋出版社, 1987: 117-120 页
- [34] 郭乙木, 陶伟明, 庄苗. 线性与非线性有限元及其应用. 机械工业出版社, 2004: 20-30 页
- [35] 缪国平. 挠性部件力学导论. 上海交通大学出版社, 1995: 55-62 页
- [36] ISO TC 67/SC 4N. Design of dynamic risers for offshore production systems. ISO, 2007
- [37] 聂武, 刘玉秋. 海洋工程结构动力分析. 哈尔滨工程大学出版社, 2002:

155-156 页

- [38] ABAQUS inc. ABAQUS Analysis User's Manual. 2004
- [39] C. Masson, J. Fang, D. Jordan et al. Dynamic Analysis of Pipe-in-Pipe Steel Catenary Risers With Direct Modeling of Structure Interaction. Offshore Technology Conference (OTC), Houston, Texas, 2006
- [40] 周俊. 深水海底管道 S 型铺管形态及施工工艺研究. 浙江大学硕士学位论文. 2008: 27-43 页
- [41] Hellestø AR. Towing of deepwater pipelines and risers. Ph D dissertation. University of Stavanger, 2006: 48-70P
- [42] 邢静忠, 刘春图, 曾小辉. 海洋石油管道单点提升分析. 海洋工程. 2002, 20(3): 29-33 页
- [43] 梁政. 海洋管道漂浮敷设充水下沉时的分析. 石油学报. 1991, 12(1) : 107-119 页
- [44] 张进国, 帅健, 吕英明. 漂浮法敷设海底管道悬浮段有限元分析. 石油机械. 1996, 24(7) : 28-29 页
- [45] 曾晓辉, 邢静忠, 柳春图, 吴应湘. 海底管线强度评估中的两个问题. 中国造船. 2002, 43(增刊) : 28-29 页

致 谢

在论文完成的最后时刻，我首先要感谢我的导师宋儒鑫教授和孙丽萍教授，是两位老师给我选定了这个比较前沿又十分具有工程背景和意义的课题，也正是在两位导师的悉心指导和帮助下，我才得以完成本论文的工作。另外，两位导师在我两年多的学习期间，给予了我很多的照顾和关心，同时，也在我的求职过程中帮助甚多。在此，我谨向两位导师表达一份真挚的谢意。

在论文工作期间，我还获得了许多人的宝贵帮助和建议，甚至其中有些人我都不曾见过。我需要感谢塔斯马尼亚大学教授 Jonathan R.Binns，荷兰 MARIN 的 Ingrid Wolfs，马山老师以及在挪威的向旭师兄，感谢他们给我提供论文所需的宝贵资料。我还需要感谢艾尚茂和董永强师兄，在与他们的探讨中，我得到了许多有益的启示。另外，我还想感谢精准石油论坛的一些朋友，他们结合自身的海洋工程（特别是管道施工）经验给了我很多有益的建议。

两年多的研究生学习阶段是我学到知识最多、受益最大的时期，也为我以后的人生发展打下了良好的基础。感谢深海中心所有老师和同学在这期间给予我的帮助，同时，我还要感谢王志毫同学给与我论文的帮助。

最后，我想起了一直以来含辛茹苦养育我的家人，从小到大以来，他们给予的支持和鼓励一直是我成长和成才的动力。我想，也许我以后的健康和幸福是对他们最大的回报吧。