

高等学校试用教材

疏浚工程

季永华 编写
郭本立 主审



大连海事大学出版社

前 言

1995年全国高等学校港口及航道工程专业教学指导委员会决定编写港口与航道工程专业(大专)系列教材,包括《航道整治与疏浚》、《水工建筑物》、《水运工程施工》等。为使系列教材更加完整,本书作为《航道整治与疏浚》的姊妹篇,着重介绍疏浚工程的设备及施工。

本教材依据港口及航道工程专业(三年制)的教学计划和课程教学大纲及疏浚工程教学讲义(1996年),结合《疏浚工程技术规范》(JTJ319—99)和相关的行业规范,以实用为原则,理论联系实际,力求体现专科特色,贴近工程实践,介绍新成果,阐述基本概念、基本理论和基本方法。

全书由季永华编写,郭本立主审,在编写过程中得到许华和马晓莲等同志的支持和帮助,这里一并致以衷心感谢。

限于编者水平,全书难免存在缺点和错误,欢迎读者批评指正。

编者

2000年元月

目 录

绪论	(1)
第一章 泥泵及其基本理论	(3)
第一节 概述	(3)
第二节 泥泵相似理论	(6)
第三节 泵的特性曲线	(7)
第四节 输泥管路系统特性曲线	(12)
第五节 泥泵输泥合理工况	(19)
第二章 链斗挖泥船	(25)
第一节 概述	(25)
第二节 链斗挖泥船主要挖泥设备	(26)
第三节 链斗挖泥船施工	(31)
第三章 抓斗挖泥船	(42)
第一节 概述	(42)
第二节 抓斗挖泥船主要挖泥设备	(43)
第三节 抓斗挖泥船施工	(47)
第四章 铲斗挖泥船	(56)
第一节 概述	(56)
第二节 铲斗挖泥船施工	(60)
第五章 绞吸挖泥船	(65)
第一节 概述	(65)
第二节 绞吸挖泥船主要挖泥机具及设备	(71)
第三节 绞吸挖泥船施工	(84)
第六章 耙吸挖泥船	(99)
第一节 概述	(99)
第二节 耙吸挖泥船主要挖泥装置	(102)
第三节 耙吸挖泥船施工	(113)
第七章 吹填施工	(124)
第一节 概述	(124)

第二节	吹泥船施工.....	(126)
第三节	排泥管线施工.....	(129)
第四节	接力泵站.....	(131)
第五节	吹填区围埝及泄水口.....	(135)
第八章	疏浚工程施工现场管理.....	(137)
第一节	概述.....	(137)
第二节	施工船舶调遣.....	(141)
第三节	施工导标放样.....	(147)
第四节	安全生产.....	(149)
第五节	竣工验收.....	(152)
第九章	疏浚工程(概)预算.....	(155)
第一节	疏浚工程定额.....	(155)
第二节	疏浚工程(概)预算.....	(159)
参考文献		(170)

绪 论

为了满足船舶航行的需要,航道必须具有合适的宽度、深度和弯曲半径,这三者称为航道尺度。为发展水运事业,利用天然海洋水道或内河水道作为开辟航道时,若水道的天然尺度达不到航道标准尺度,就需要采取工程措施,满足船舶航行的通航条件。

一、疏浚工程的目的

疏浚工程是航道工程中的一种工程措施,我们将利用水力、机械或其他方法,挖掘水下土石方并进行输移处理的工程称为疏浚工程。疏浚土输移和处理是疏浚土开挖上来后工程的必然延伸,二者构成疏浚工程的整体。如何将疏浚土高效、经济地处理是研究及实施疏浚工程所考虑的核心内容,二者之间存在着不可分割的内在联系。

古代疏浚工程是靠人力,使用简易的手工工具进行的,现今已被机械方式(挖泥船)所代替。疏浚工程的目的也有了进一步的扩展,主要有:

- ①挖深河流或海湾的浅滩段,以提高航道通航或排洪能力。
- ②开挖港池、进港航道等,以及兴建码头及港区。
- ③将疏浚土吹填到附近的低洼地进行处理,使之成为陆地,以作工农业用地。
- ④利用疏浚土作为建筑材料。
- ⑤河底或海底开槽,以埋设过河或跨海管道(水管、油管、输电电缆、通信电缆等)。
- ⑥挖除水下软土置换承载力强的砂、石作为水工建筑物的基础。
- ⑦吹沙养护海滩以发展旅游事业。
- ⑧河、湖清淤,改善环境。对港口、河道、湖泊的污染进行清除,直接改善旅游区的自然环境。

由此可见,疏浚工程对国民经济的发展,特别是对水上交通、水利防洪、城市建设等方面的作用是很重大的,是必不可少的。可以说,没有它,大部分的港口就不可能存在,对内、对外水上运输贸易就会受到严重影响。

二、疏浚工程的发展

随着科学技术的不断进步,近百年来疏浚设备及疏浚技术得到了快速发展,大致可分成3个阶段。

①18世纪末叶英国瓦特发明了蒸汽机,引发了欧洲的工业革命,促使以蒸汽机为动力的机械式挖泥船问世。当时主要是斗式及刮板式挖泥船。从此疏浚工程从以人力为主进入到以机械为主的新时代。

②19世纪中叶发明了离心泵,将其用于挖泥船和输送疏浚土,出现了一代新型的、应用水力疏浚原理进行疏浚的吸扬式挖泥船。19世纪末叶发明的柴油机,替代了蒸汽机的地位,为大吨位、大功率、高效率的自航耙吸船、绞吸船的出现提供了动力条件。

③第二次世界大战后,海船迅速向大型化发展,出现了吃水深的超级油船、集装箱船及散货船,要求开挖深水航道,建设深水港区,这大大促进了世界疏浚业的发展,一批适合在沿海施

工,具备开挖深水航道、深水港区的大型挖泥船应运而生。例如:自航耙吸船的挖深已超过 30 m,泥舱载重达 1 800 t,泥泵排量达 22 000 m³/h,主机功率达 22 000 kW;绞吸船绞刀功率达到 8 200 kW,泵机功率达 10 000 kW。能适应在恶劣工况条件下深水作业的大型耙吸船、绞吸船的出现,不仅使深水港区的建设及维护成为可能,而且改变了以往疏浚只能在内河、湖泊进行的地域限制,大大扩大了工程的地域范围,同时也给传统的疏浚工程增加了新的主体内容,那就是挖泥与造地相结合或单纯为造地所需的吹填工程。

我国是最早用人工疏浚方法开挖运河、疏浚河道、沟通水系,以发展航运、排洪、灌溉的文明古国,上可追溯到禹治水,春秋战国就开始了开挖运河的伟大工程。但漫长落后的封建社会,特别是近代半封建、半殖民地社会,从根本上阻碍了生产力的发展,迫使我国的科学技术从先进转向落后。解放前,我国所拥有的疏浚设备及疏浚技术水平较之欧美先进国家有着很大的差距。

新中国成立后,疏浚工程开始得到恢复和发展。上海、天津、广州等港口成功地进行了维护性疏浚,对川江采取的整治、疏浚和炸礁相结合的方法,取得极大的成功。随着国民经济的发展和沿海地区改革开放的深入,沿海深水港的建设发展很快,对疏浚工作提出了前所未有的新要求,促使我国疏浚事业迅猛发展,到 20 世纪 80 年代,我国的疏浚能力跃居世界前列,年疏浚能力已超过 1 亿 m³。近十年来,我们又成功地进入了国际疏浚市场,取得了良好信誉。

百年来,疏浚设备、仪器及施工技术都取得了巨大成绩。挖泥船操作及施工的自动化程度越来越高,挖泥设备及泥泵性能适应不同土质,挖掘效率越来越高,疏浚测量及船舶定位系统的精度越来越高,从而使疏浚工程的施工质量稳定、疏浚成本降低。

三、疏浚工程的优化

疏浚的对象是河流、海湾水底的泥沙,泥沙又处在不断地有规律地运动之中,这是疏浚工程异于其他工程的一个基本特点。加深对疏浚对象运动特性及规律的认识,对高效、有序、低耗完成疏浚工程,特别是维护性疏浚工程有着十分重要的作用。近百年来,在野外勘测及室内测试技术发展的基础上,河流、海岸动力学在理论上得到了重大突破,人们对河流、河口、海岸水动力结构及演变规律、年冲淤规律的认识大大深化。掌握这些科学成果及自然规律用于疏浚工程,以最少的土方、最少的物耗达到同样的开挖水深或维护水深,这就是优化疏浚。依据水流动力条件及泥沙运动规律,正确选择水上抛泥区及施工工艺,可大大减少挖槽回淤量,减少疏浚土扩散对水域环境的影响;利用管道中高浓度细颗粒泥运动机理,可提高陆上输泥系统及绞吸挖泥船水力输泥的效率,可提高耙吸船的进舱泥浆浓度;利用年冲淤特性,可对基建性挖槽及维护性工程在船舶数量、进点时间及空间分布上做出最经济的组合;利用河床演变规律及底沙运动方向正确选择挖槽轴向,制定维护方法,选择维护工艺等等,这些优化疏浚的措施对降低疏浚费用具有重大作用。

当代疏浚设备是众多高科技物化的产物,当代疏浚工程技术是涉及专业面很广的高技术的系统工程。科技越进步,生产过程的分工就越细。古代疏浚效率决定个人的技艺,而当代疏浚工程的生产效率及经济效益已绝非任何个人经验和技能的高低所能控制的。若勘察工作不完整,疏浚对象不清,疏浚设备选择不当或应用不当,施工工艺、方法有误,施工组织不善,安全措施不力,虽然工程最终能完成,但工期延误、代价昂贵,无法达到“高效、有序、低耗”的疏浚目标。当代疏浚工程的生产效率及经济效益决定于疏浚队伍(管理及施工)群体技术素质及思想素质的高低,以及各疏浚环节之间、管理及施工之间协同配合的程度。

第一章 泥泵及其基本理论

第一节 概 述

泥泵装置是绞吸挖泥船、耙吸挖泥船和吹泥船发挥疏浚功能的主要机械,可称为它们的心脏。挖泥船所用泥泵为离心式泥泵(简称离心泵)。

一、离心泵的工作原理及其分类

离心泵可称为转子动力的压力发生器,在低压液体从轴端的吸管吸入时,不断旋转的叶片便产生一个压力涡旋,离心力使这个涡旋向外,进入高压区,使施加到叶轮上的机械能一部分转化为动能,一部分转化为压力能,还有一部分以热消耗的形式损失掉。当高速旋转(达 $9.1 \sim 61.0 \text{ m/s}$)

的液体离开叶轮以后,其排放速度下降(在 $1.2 \sim 6.1 \text{ m/s}$ 之间),大部分动能转化为势能,这种转化使液体具有了势能。

泥泵和水泵一样主要由叶轮和泵壳组成(见图 1-1)。

叶轮形式可分为开式与闭式两种。开式叶轮的各叶片呈环状设置,这种叶轮效率较低,无轴向推力,且发生阻塞的可能性不大。闭式叶轮的各叶片设置于两个圆盘之间。早期的泥泵叶轮均为开式;现代化的泥泵则几乎无一例外地均为闭式(见图 1-1)。

泵壳形式可分为蜗壳型(恒速蜗壳型、变速蜗壳型)和扩散型。

(1)恒速蜗壳型:泵壳围绕叶轮周围的横截面积是渐增的,以便使各个截面的排放速度恒等,大概为叶轮外缘速度的一半。用一扩散锥管可把这种高速转化为压力水头。扩散管的转化效率可高达 90%(见图 1-1)。现代泥泵均为这种恒速蜗壳型。

(2)变速蜗壳型:通道面积的增加率比恒速型所需的增加率大,因而液体的流速在蜗壳内不断地降低。这导致泵的尺寸变大及水头转化效率不高,可低到 40%。

(3)扩散叶片泵壳:在叶轮周围装有导向叶片,提供扩散通道,以降低排放速度。这样可增加 10%~20%的转化效率,产生的总效率可达 70%(见图 1-1)。

二、离心式泥泵和离心式水泵的区别

离心式泥泵和离心式水泵虽然原理相同,但具体构造(尺寸)具有明显区别。

(1)扩大液流通道,防止堵塞。

泥泵输送的泥浆(砾石、石块、泥沙等和水的混合物),疏浚物中常会带有较大颗粒的石块

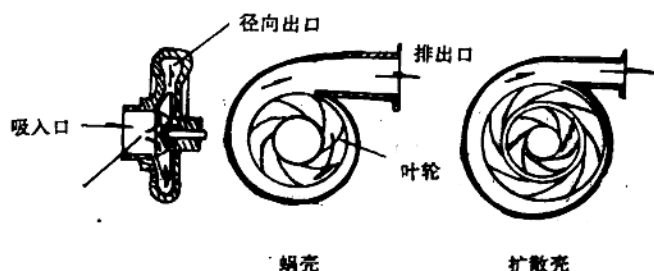


图 1-1 基本零件与零件名称示意图

和土块,因此要求泥泵具有较大的液流通道,减少堵塞,为此,泥泵的体积大,叶轮的叶片数少(一般4~6片),叶轮与蜗壳之间的分水间隙大。

(2)降低泥泵转速,减少泥泵磨损。

疏浚物对泥泵的磨损还比清水大,一般在适当降低泥泵转速的同时,选用耐磨的特殊材料制造泥泵,另外在结构设计时应考虑维护和更换易磨损的零部件。

三、泥泵性能的基本参数

泥泵的性能主要是通过流量 Q 、扬程 H 、功率 N 和效率 η 来反映的,并且它们之间存在着某种制约关系。

1. 流量 $Q(\text{m}^3/\text{h})$

流量是指在单位时间内,泥泵排出液体的体积,所以又称排量。流量是区别不同泥泵性能的主要参数之一。

2. 扬程 $H(\text{m})$

扬程是泥泵传递给单位重量液体的能量,或者说是泥泵传给液体的“潜在势能”,有时又称为总水头。扬程和流量两个参数比较完整地表示了泥泵的能力。对一特定的泥泵而言,泥泵的能力是一定的,流量和扬程之间存在一定的制约关系。一般在泥泵的说明书或标牌上标示的流量和扬程是指效率较高或最高时的相应数值。

3. 功率 $N(\text{W}$ 或 $\text{kW})$

功率是表示机器或机械在单位时间内作功的大小,泥泵的功率常指泥泵的有效功率 N' ,可按下式计算:

$$N' = \rho g Q H \quad (\text{W}) \quad (1-1)$$

或
$$N' = \frac{\rho Q H}{102} \quad (\text{kW}) \quad (1-2)$$

式中: Q ——流量(m^3/s);

H ——扬程(m);

g ——重力加速度,取 $9.81(\text{m}/\text{s}^2)$;

ρ ——液体单位体积质量(kg/m^3)。

由于泥泵运转时,内部有水力损失和容积损失,要额外损耗一部分功率,因此泵轴功率 N'' 大于泥泵有效功率 N' 。

当发动机带动泵轴转动时,须克服摩擦(例如轴与轴承)、传动等机械损失,即原动机功率 N 又比泵轴功率 N'' 大。

4. 效率 $\eta(\%)$

效率是泥泵的技术经济指标。泥泵的效率 η' 是泥泵的有效功率 N' 与轴功率 N'' 之比,即:

$$\eta' = \frac{N'}{N''} \quad (1-3)$$

由于 $N'' > N'$,因此 η' 总是小于1,泥泵设计得越好,其水力损失的容积损失越小,则泥泵效率越高。

同样,原动机的效率 η'' 是泵轴功率 N'' 与主机功率 N 之比,即 $\eta'' = N''/N$,因 $N'' < N$,则 $\eta'' < 1$,由原动机与泥泵配套的机组总效率 η 可用下式计算:

$$\eta = \eta' \times \eta'' = \frac{N'}{N''} \cdot \frac{N''}{N} = \frac{N'}{N} \quad (1-4)$$

即机组总效率为泥泵的有效功率与原动机功率之比,因此主机功率可按下式计算:

$$N = \frac{N'}{\eta} = \frac{\rho Q H}{102 \eta} \quad (1-5)$$

泥泵机组总效率一般在 0.65~0.72 之间,现代挖泥船的泥泵总效率可达 0.75~0.80,少数可达 0.85。

耙吸挖泥船和绞吸挖泥船配套的各种型号泥泵的特性参数见表 1-1 和表 1-2。

表 1-1 耙吸挖泥船用泥泵基本参数表

泥泵型号	吸入口径 (mm)	流量 Q (m³/h)	扬程 H (m)	最高转速 n (r/min)	效率 η	允许吸高 H _s (m)	允许通过 最大粒径 f(mm)
450N16	450	3 070	16	360	78	8.1	180
550N16	550	4 580	16	300	79	8.0	185
700N18	700	7 870	18	245	80	7.8	240
900N18	900	13 000	18	190	81	7.9	300
1100N19	1100	20 000	19	160	82	7.8	375

表 1-2 绞吸和定吸挖泥船用泥泵基本参数表

泥泵型号	吸入口径 (mm)	流量 Q (m³/h)	扬程 H (m)	最高转速 n(r/min)	效率 η (%)	允许吸高 H _s (m)	允许通过最 大粒径 f(mm)
150N25A	150	420	25	900	72	8.6	85
150N29	150	460	29	980	78	8.4	85
200N29A	200	810	29	730	79	8.4	115
200N44	200	1 000	44	900	79	6.8	115
250N30A	250	1 280	30	590	80	8.4	140
250N45	250	1 580	45	730	80	7.6	140
300N33	300	1 835	33	590	79	7.1	155
300N46	300	2 110	46	730	80	6.5	120
400N39	400	3 420	39	500	81	7.1	165
400N50	400	3 950	50	500	79	7.0	170
500NS39	500	5 340	39	400	82	7.1	205
500NS50	500	6 200	50	400	80	7.0	215
600NS43	600	8 080	43	350	83	6.8	250
600NS55	600	9 360	55	350	81	6.7	260
750NS46	750	13 080	46	290	83	6.6	310
750NS59	750	15 150	59	290	82	6.5	320
900NS45	900	18 700	45	240	84	6.6	370
900NS58	900	21 670	58	240	83	6.5	390
1100NS42	1100	27 035	42	190	85	6.8	450
1100NS54	1100	31 320	54	190	83	6.7	470

第二节 泥泵相似理论

泥泵的相似应遵循封闭管道流动的要求,泥泵中的相似流动需要一个恒定的比例常数,即可比的两泵的几何形状相似比值,和泵内流体在各对应点的流动速度与叶轮的圆周速度之比为—常数,后者可用下式来表示:

$$\frac{v}{u} = \text{常数} \quad (1-6)$$

式中: v ——流体的流动速度;

u ——叶轮圆周速度。

对于涡轮机,上式可表示为:

$$\frac{Q/D^2}{\omega D} = \frac{Q}{\omega D^3} = \text{常数} \quad (1-7)$$

式中: ω ——转速(rad/s);

D ——泵的线性尺寸(m)。

另外,利用冲量、动量原理,泥泵工作的总水头 H 可用下式表示:

$$H = C \cdot \frac{u^2}{2g} \quad (1-8)$$

式中: C ——为常数。

由式(1-1)、式(1-7)和式(1-8)可得:

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q}{\omega D^3} &= C_1 \\ \frac{gH}{\omega^2 D^2} &= C_2 \\ \frac{N}{\rho \omega^3 D^5} &= C_3 \end{aligned} \right\} \quad (1-9)$$

换言之,流量 Q 与 ωD^3 成正比,扬程 H 与 $\omega^2 D^2$ 成正比,功率 N 与 $\rho \omega^3 D^5$ 成正比。若两泵相似则有:

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q_1}{Q_2} &= \frac{\omega_1 D_1^3}{\omega_2 D_2^3} \\ \frac{H_1}{H_2} &= \frac{\omega_1^2 D_1^2}{\omega_2^2 D_2^2} \\ \frac{N_1}{N_2} &= \frac{\omega_1^3 D_1^5}{\omega_2^3 D_2^5} \end{aligned} \right\} \quad (1-10)$$

可见两泵流量之比与转速比和叶轮外径比的三次方成正比;扬程之比与转速比的平方和叶轮外径比的平方成正比;功率之比与转速比的三次方和叶轮外径比的五次方成正比。这就是两泵相似的基本方程。

对于在恒转速下工作的两台几何相似泵, $\omega = \text{常数}$, 则式(1-10)可表示为:

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q_1}{Q_2} &= \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 \\ \frac{H_1}{H_2} &= \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \\ \frac{N_1}{N_2} &= \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5 \end{aligned} \right\} \quad (1-11)$$

若在变速下工作的给定的泵(或者是同一台泵)则有:

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q_1}{Q_2} &= \frac{\omega_1}{\omega_2} \\ \frac{H_1}{H_2} &= \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 \\ \frac{N_1}{N_2} &= \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^3 \end{aligned} \right\} \quad (1-12)$$

式(1-11)反映了两相似泵在恒定转速下,由叶轮外径的改变反映泵的基本性能变化的规律,式(1-12)反映了在给定的两泵变速工作时,泵的基本性能(参数)变化的基本规律。

第三节 泵的特性曲线

泥泵以某一转速工作时,其流量、扬程、功率和效率之间存在一定的关系,反映这种关系的曲线称为泥泵特性曲线。不同的转速有不同的特性曲线,不同特性曲线之间的相互关系遵循前述的相似定律。泥泵的特性曲线目前难以用理论计算得出,均是由生产厂经试验后提供给用户。在试验时,确定一个转速,在泥泵排出管出口处安装孔板改变阻力,得出上述特性曲线。厂方提供的均为清水特性曲线,实际使用时为输送泥浆,二者的特性曲线是不同的,后者更难用理论计算出。一般均以泥泵清水特性曲线为基础加上泥浆特性对特性曲线的影响得出泥泵特性曲线,或者由现场试验得出。

一、泥泵清水特性曲线

泥泵转速一定时的特性曲线,如图 1-2 所示,从上述特性曲线可知:

①扬程随流量的增加而减小。

②功率随流量的增加而增大。

③效率随流量的增加而增大,达一峰值后下降。该峰值就是泥泵排出清水时的最高效率或设计效率,相应的流量、扬程就是泵的标牌上或产品说明书上所示的流量和扬程。如果泵是处在设计条件下工作,则泵的流量和扬程与它相接近。否则,泵的实际流量和扬程将与它发生差别,这种差别是允许的,有时甚至是必要的。但我们总希望能在高效率区域工作,这时比较经济,工作也比较正常。

根据式(1-9),无量纲参数 $\frac{gH}{\omega^2 D^2}$ 和 $\frac{Q}{\omega D^3}$, $\frac{N}{\rho \omega^3 D^5}$, η 之间的关系曲线,就是无量纲泥泵特性曲线,将 $\frac{Q}{\omega D^3}$ 称为无量纲流量, $\frac{gH}{\omega^2 D^2}$ 称为无量纲扬程, $\frac{N}{\rho \omega^3 D^5}$ 称为无量纲功率(制动马力)。图 1-3 所示的为无量纲泥泵特性曲线。可见,对任何已知(给定)的泥泵来讲,无量纲泥泵特性曲线可以用一组曲线来反映叶轮直径的变化,泥泵转速的变化以及具有相似流量特性的流体密度的

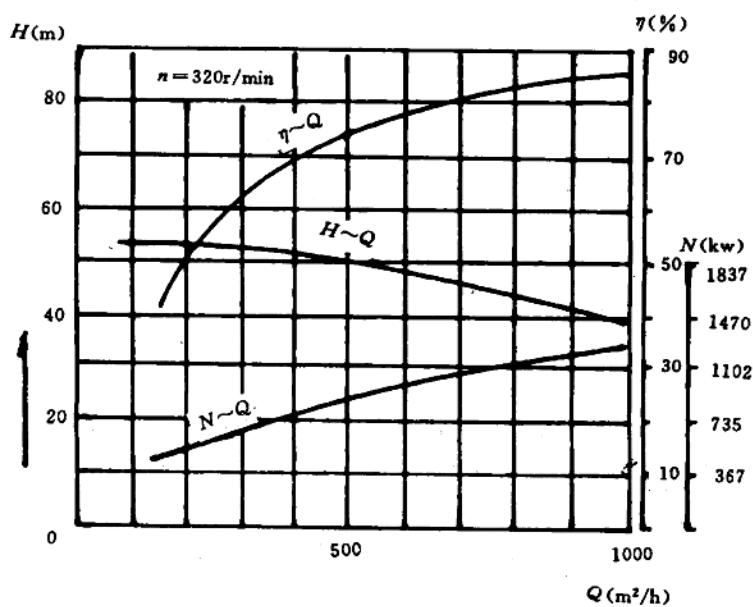


图 1-2 1600 m³/h 绞吸挖泥船泥泵特性曲线

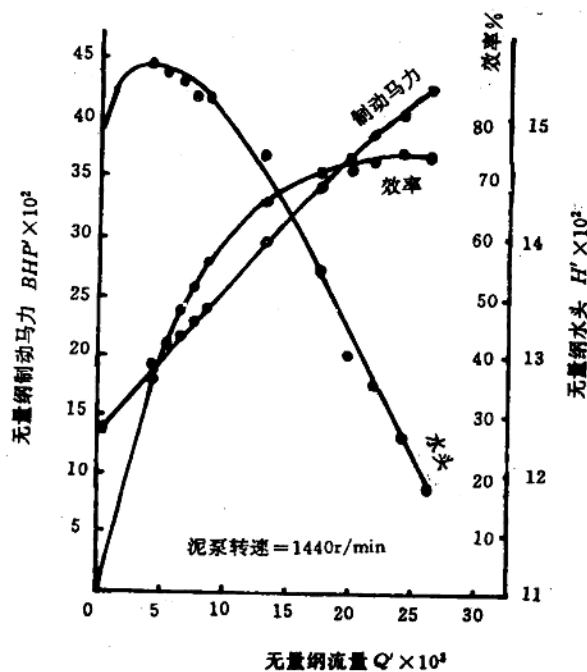


图 1-3 无量纲泥泵特性曲线

变化的泥泵特性。

二、泥浆对泥泵特性的影响

1. 泥泵泥浆特性曲线与清水曲线的差异

泥泵泵送泥浆时的各特性参数之间的关系在性质上是与清水特性曲线相一致的,但在量值上与泵送清水相比则有明显差异,差异的程度随泥浆的浓度、密度、粒径组成及流态的不同而不同,其影响因素众多且复杂,很难用理论计算方法算出。图 1-4 及图 1-5 是经试验得出的泵送泥浆与泵送清水时的特性曲线比较图。

从图中可知,当泵送泥浆时(与泵送清水相比):

- ①扬程增加;
- ②功率增加;
- ③效率下降。

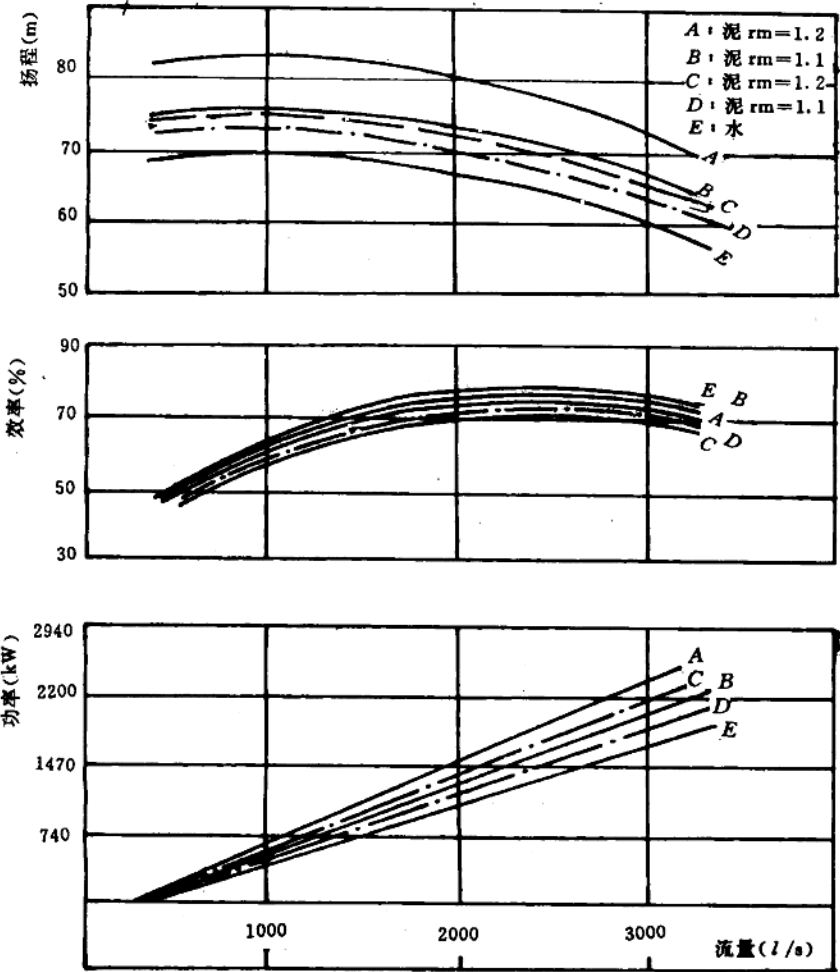


图 1-4 泥泵的泥浆特性曲线与清水特性曲线比较图

2. 泥浆对泥泵特性曲线的影响

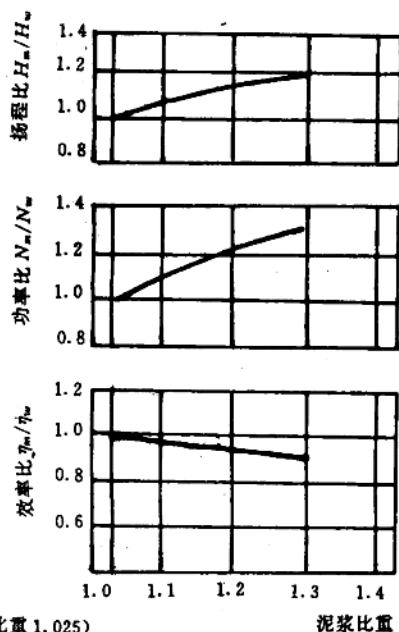
(1) 比重的影响

假如泥浆由水和非常细的泥沙颗粒组成,管道中流速足够大能形成均匀介质在管道中流动,即流体特性同牛顿体接近,主要差别只是比重不同。此时泥泵的泥浆特性曲线和清水特性曲线在外形上没有什么不同。量值上的差别是,在同一流量下,泥泵的扬程及功率均比清水时增大泥浆的比重倍数,泥泵效率基本不受影响。但实际上泥浆不可能是完全的牛顿体,故扬程提高的倍数小于泥浆比重倍数,泵的效率亦会下降。

(2) 泥浆浓度和泥沙粒径的影响

泥浆的比重大于水,泵送泥浆时泥泵的功率和排送压力(泥泵排出扬程)较之清水为高,泥泵效率则明显减小。

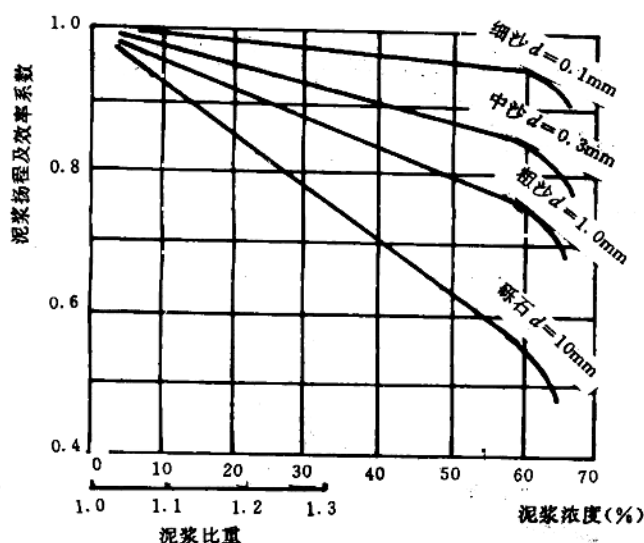
泥浆浓度愈高,组成泥浆的泥沙粒径愈粗,离真正的牛顿体愈远,泥泵扬程效率系数愈小。图 1-6 反映浓度和泥沙粒径对泥泵扬程效率系数的影响程度。



(清水比重 1.025)

泥浆比重

图 1-5 泥泵输送泥浆与清水时扬程、功率、效率变化图



(颗粒比重 2.65, 孔隙率 33%)

图 1-6 泥泵扬程效率系数图

三、泥泵泵送泥浆时扬程、功率的计算

根据前面的分析,泥浆的比重、浓度和泥沙粒径对泥泵特性参数都有影响。影响程度的大小可选用以下经验公式来计算。

①泥浆扬程—流量特性宜用式(1-13)换算,不同土质的泥浆密度 γ_m 及土砂颗粒体积浓度 C 按式(1-14)计算,土颗粒体积浓度按式(1-15)计算:

$$H_m = H_w [K_H(\gamma_m - 1) + 1] \quad (1-13)$$

$$\gamma_m = (\gamma - \gamma_w)\rho + \gamma_w \quad (1-14)$$

$$C = \frac{\rho(\gamma - \gamma_w)}{\gamma_s - \gamma_w} \quad (1-15)$$

式中: H_m ——泥泵泥浆扬程(kPa);

H_w ——泥泵清水时扬程(kPa);

K_H ——土质换算系数;

γ_m ——泥浆密度(t/m^3);

γ ——天然土密度(t/m^3);

γ_w ——水密度,海水取 1.025,清水 1.00(t/m^3);

ρ ——泥浆天然土体积浓度(%);

C ——土颗粒体积浓度(%);

γ_s ——土颗粒密度(t/m^3)。

K_H 值按表 1-3 取值。

表 1-3 泥泵泥浆扬程土质换算系数表

土质分类	淤泥、粘土、粉土	中、细砂	粗砂、砾石
K_H	0.75	0.50	0.25

②泥泵功率—流量特性的换算宜采用式(1-16)计算:

$$N_m = N_w [K_N(\gamma_m - 1) + 1] \quad (1-16)$$

式中: N_m, N_w ——泵送泥浆、清水的泵轴功率(kW);

K_N ——土质系数。

K_N 值按表 1-4 采用。

表 1-4 泥泵功率土质换算系数

土质分类	淤泥、粘土、粉土	中、细砂	粗砂、砾石
K_N	1	0.8	0.6

(3)泥浆效率—流量性能按式(1-17)计算:

$$\eta_m = \eta_w \frac{K_H(\gamma_m - 1) + 1}{K_N(\gamma_m - 1) + 1} \quad (1-17)$$

式中: η_m, η_w ——泵送泥浆、清水的效率(%)。

四、不同转速的泥泵特性曲线

根据泥泵相似原理,已知某一给定转速的特性曲线后,可用式(1-12)计算得到在转速发生变化后的特性曲线,如图 1-7 所示。

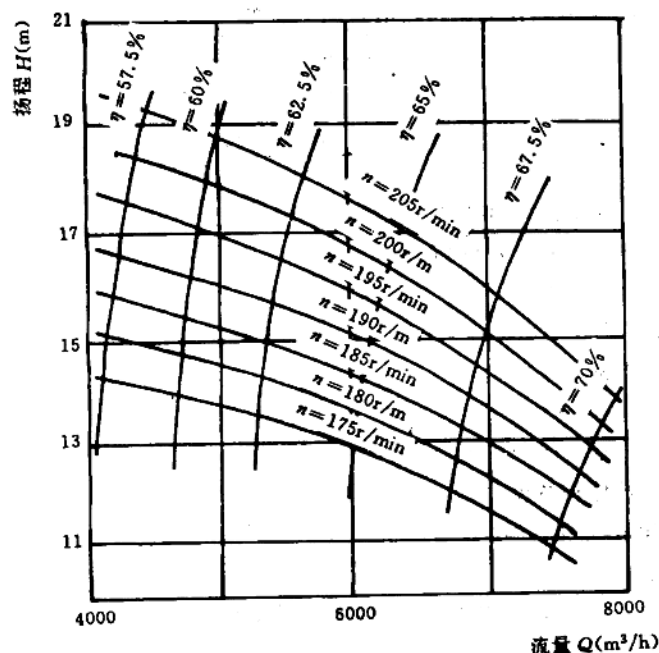


图 1-7 不同转速泥泵特性曲线

第四节 输泥管路系统特性曲线

对于给定的泥泵及其输泥管路系统,若需要输送一定流量的泥浆,就必须克服一定的水头损失,流量越大需要克服的水头损失也越大。反映通过给定管路的流量与泥泵,为了使该流量能通过管路而提供的有效总水头之间的关系曲线被称为输泥管路系统的特性曲线,如图 1-8 所示。对设定的输泥管路系统,其管路特性曲线主要与输泥高度、管路阻力和泥浆比重有关。

1. 水头起点值

在理论上当管路内泥浆流速为零时,为把泥浆提升到一定的高度也需要泥泵给提供一定的水头,因此管路特性曲线上的水头有个起点值,该值的大小与吸泥口至排泥口的高差和吸入深度有关。如图 1-9 所示。

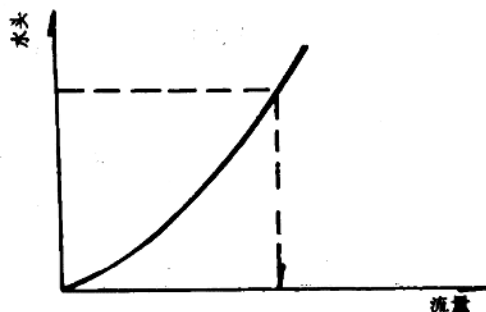


图 1-8 排高很低大部分为摩阻水头的曲线

2. 泥浆比重

泥浆比重的增加,水头起点值增加,管路特性曲线变得更陡。如图 1-9 所示。

3. 管路阻力

管路阻力的变化(如管线长度的变化),管路特性曲线的陡缓程度随之变化,阻力增加,曲线变陡,如图 1-10 所示。

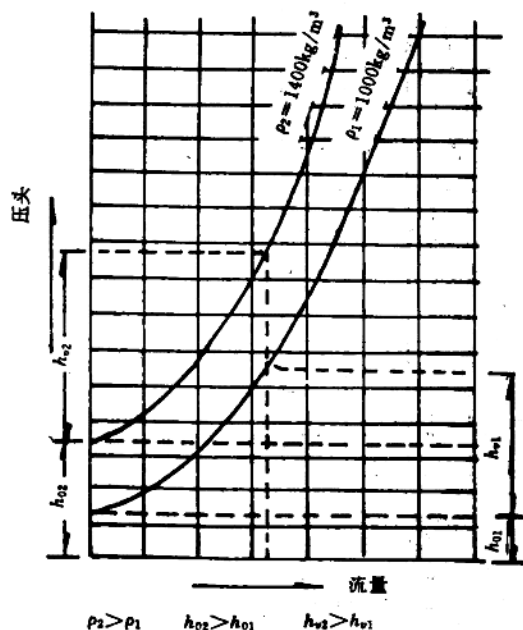


图 1-9 随着泥浆密度的改变管路特性随之变化

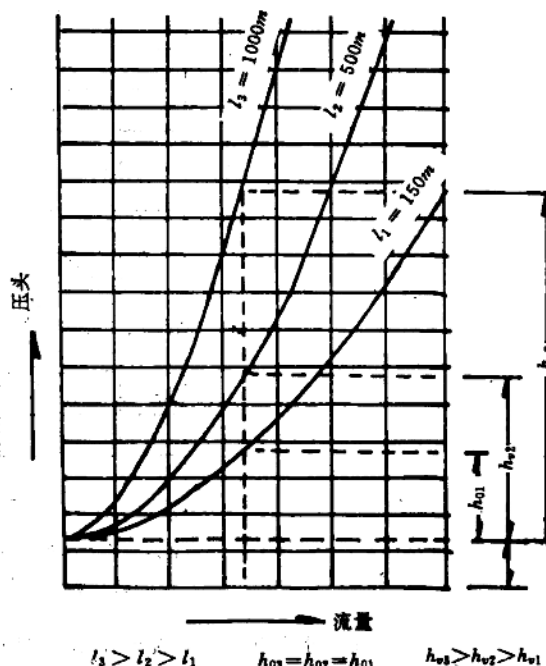


图 1-10 不同管线阻力(即长度)的管线特性

4. 输泥高度

输泥高度的变化,管路特性曲线线型保持不变,起点值随输泥高度的增加而加大。如图 1-11 所示。

一、泵吸清水时的泥泵总水头计算

泥泵在一定转速下产生的总扬程等于流体提升的高度与管道中各项水头损失之和,即总扬程等于总水头。管道中的水头损失与流速直接有关,计算出管道中的总水头损失,即可得管路中的 $Q-H$ 关系曲线。

一般计算式为:

$$H = H_f + \sum H_j + Z + \frac{v^2}{2g} \quad (1-18)$$

式中: H ——泥泵的总扬程(m);

H_f ——从吸入口到排出口的管线全程摩阻水头损失(即沿程损失)(m);

$\sum H_j$ ——从吸入口到排出口所有局部水头损失之和(m);

Z ——自水面起算的排出口的地形高度(m);