

绞吸式挖泥船泥泵装置特性分析

黎大江

(长江船舶设计院,武汉 430062)

摘要 分析泥泵特性、柴油机特性、管路特性与泥泵装置工作及范围等,合理确定泥泵与柴油机、泥泵装置与管路的匹配工况。

关键词 泥泵装置 泥泵特性 柴油机特性 管路特性 工况

中图分类号 :U615.35+1 **文献标识码** :A

Abstract :The paper introduces analysis about mud pump characteristic , diesel engine characteristic , piping system characteristic , working point and working range of mud pump device . Matching condition of mud pump , diesel engine , mud pump device and piping system is confirmed with reason .

Key words : mud pump device ;mud pump characteristic ;diesel engine characteristic ;specialty of piping system characteristic ; matching condition

1 前言

泥泵是绞吸式挖泥船上通过管道实现连续输送泥浆的关键设备。泥泵装置是由泥泵和直接驱动泥泵的柴油机所组成,包括减速齿轮箱、离合器、高弹性联轴节等在内。在泥泵装置的设计中,合理的解决泥泵与驱动柴油机、泥泵装置及管路的匹配问题,才能使泥泵装置工作在允许范围内,同时又是在泵特性的最佳效率区,能充分利用柴油机的全部功率,从而提高挖泥装置的经济性和工作可靠性。本文从分析泥泵特性、柴油机特性、管路特性与泥泵装置工作及范围等几方面,探讨泥泵装置特性及在设计中如何合理确定泥泵与柴油机、泥泵装置与管路的匹配工况。文中还介绍了笔者在绞吸式挖泥船设计中采用双速比齿轮箱先进技术解决适应长短排距施工的技术难题。

2 泥泵的特性

从工作原理上来讲,离心式泥泵是叶轮在外力矩作用下旋转,产生离心力作用,在叶轮叶道之间的液体受到叶片强制转动和推动,使液流压力在泥泵出口处增大,从而产生扬程,完成了液体在泵腔内能量转换的过程。同时,叶轮进口的吸入室构成局部真空而产生连续的吸入工作。

所谓的泥泵的特性主要是指泥泵在额定转速下,泥泵的扬程 H 、效率 η 和驱动功率 P 与流量的关系,且与介质的密度有关。这里引用荷兰 IHC 疏浚船舶发展实验室采矿技术研究所经理 S.E. M.de Bree 先生根据欧拉方程的数学模型结构分析,推导出泥泵理论压头 H_T 、泥泵理论功率 P_T 与理论流量 Q_T 的关系式。在无损失和稳定流动的条件下,外部作用在流体上的理论动量矩 M_{th} 等于出口控制区 A_u 和进口控制区 A_i 的动量矩之差:

$$M_{th} = \int A_u \rho_u (v_u r_u dv_u) - \int A_i \rho_i (v_i r_i dv_i) =$$

$$\rho_u v_u \sin \alpha_u 2\pi r_u b v_u \cos \alpha_u - \rho_i v_i \sin \alpha_i 2\pi r_i b v_i \cos \alpha_i$$

$$\text{流量: } Q_T = 2\pi r_u b v_u \sin \alpha_u - 2\pi r_i b v_i \sin \alpha_i$$

$$\text{假定密度: } \rho_u = \rho_i = \rho$$

可得到理论动量矩:

$$M_{th} = Q_T (\rho r_u v_u \cos \alpha_u - \rho r_i v_i \cos \alpha_i)$$

$$\text{作用于流体上的理论功率: } N_T = M_{th} \omega = Q_T H_T$$

$$\text{由此推出: } H_T = (\rho r_u \omega v_u \cos \alpha_u - \rho r_i \omega v_i \cos \alpha_i) =$$

$$(\rho U_u v_u \cos \alpha_u - U_i v_i \cos \alpha_i)$$

欧拉数学模型图如图 1 所示。

假定流动均匀稳定,转速 n 为常数,经过推导并引入常数后,可得出如下关系式:

泥泵理论压头

$$H_T = C_1 - C_2 Q_T$$

其关系曲线如图 2 所示。

泥泵理论功率

$$P_T = C_1 Q_T - C_2 Q_T^2$$

收稿日期 2001-07-28

作者简介 黎大江(1958-)男,学士,高级工程师

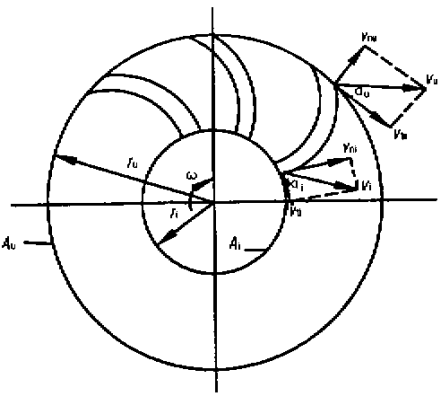


图1 欧拉数学模型图

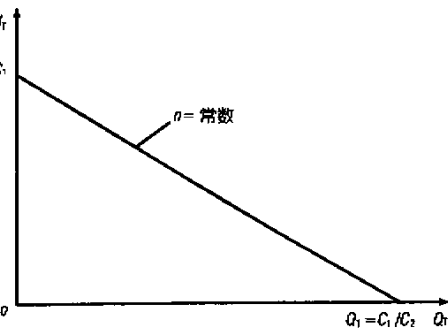


图2 泥泵理论 $H_T - Q_T$ 曲线

式中： C_1 和 C_2 ——常数， $C_1 = (\omega_u^2 - \omega_i^2)\rho$ ；
 $C_2 = [(\omega_u \cot \beta_u)(2\pi r_u b) - (\omega_i \cot \beta_i)(2\pi r_i b)]\rho$
其关系曲线如图3所示。

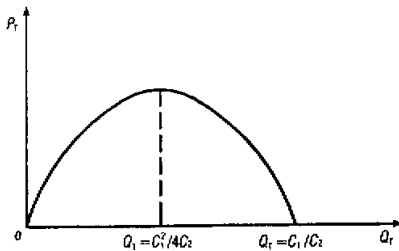


图3 泥泵理论 $P_T - Q_T$ 曲线

图2和图3所示是欧拉模型的理论性能曲线，如果要求得实际泵的性能曲线，必须作一系列修正。泥泵的实际扬程 H 应是泵的理论扬程 H_T 与各种阻力损失 $\sum h$ 的差，即 $H = H_T - \sum h$ 。修正后的泥泵实际性能曲线 $H - Q$ ，如图3所示，由直线状变为了曲线状。

图4所示的修正包括3个方面：

1)对叶片与液体流动的不协调、沿叶轮圆周分布的有限叶片数、叶片厚度和流体内部摩擦力万方数据

的修正；
2)损失修正。包括叶轮内和泵壳内流体与壳体内壁面的摩擦损失、泵进口处的折向绕流导致的损失。泵流量越大，修正量也越大；
3)吸入和冲击损失的修正。对于一台给定的泵，有一个与最小损失值对应的特定流量。高于或低于此流量，损失将随流量的上升或下降而增加。

需要指出是，图4所示的 $H - Q$ 曲线称为有驼峰的性能曲线，与管路特性曲线可能交于两个点。具有这种性能曲线的泵在运行中可能出现不稳定工况，影响泵的安全运行。优良的泥泵 $H - Q$ 性能曲线应呈平缓的单纯下降曲线，运行范围较宽，最高效率同设计工况点一致，如图5所示。

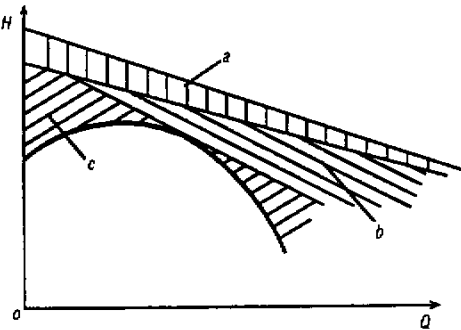


图4 修正后的泥泵 $H - Q$ 曲线

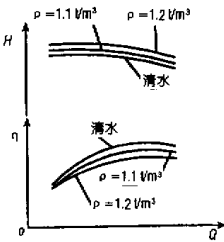


图5 实际泵性能曲线

在一定的流量和转速下，泥泵输送泥浆的压力较输送清水时要大，泵效率会降低，其程度取决于土质和泥浆容重。因此，在给定的流量和转速情况下，需要提供泥泵更大的驱动功率。

3 柴油机特性

泥泵驱动方式有柴油机驱动、电力驱动、液力驱动等形式。柴油机驱动泥泵是绞吸式挖泥船上最常见泥泵驱动形式。对于柴油机驱动泥泵的形式

式, 泥泵的工况直接受柴油机特性制约。图 6 所示为典型的柴油机特性曲线。

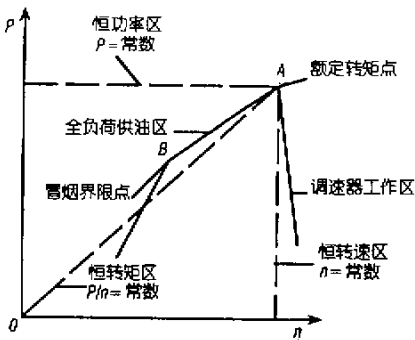


图 6 柴油机特性曲线

从图 6 中可以看出：

- 1) 在调速器工作区域内, 当负荷减少时, 柴油机负荷在额定扭矩点以下, 而转速基本保持恒定。
- 2) A 点为额定转矩点, 是与额定转速相对应的点。
- 3) 全负荷工作区内, 当负荷超过额定功率而超载运行时, 转速首先沿完全燃烧线 (A - B) 下降。在此区域内, 柴油机转矩保持不变, 因此也称恒转矩区。
- 4) B 点为冒烟界限点, 此处开始转矩急剧下降, 并产生不完全燃烧, 柴油机将发生急剧磨损和损坏。为了防止这种恶劣工况的发生, 必须在泥泵与原动机之间, 设置过载安全保护装置。

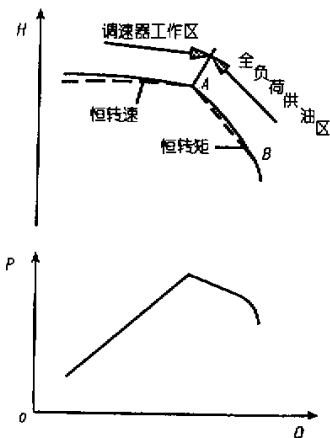


图 7 柴油机驱动油泥泵特性曲线

4 柴油机驱动的泥泵特性

柴油机驱动的泥泵特性如图 7 所示。它分为两个部分：一部分为调速器工作区域, 另一部分为

全负荷工作区。

在调节区工作区域内, 泥泵在额定转速下运转, 但由于调速器特性, 转速不是绝对恒定, 柴油机在低负荷时, 其转速略有提高, 因此实际的 $Q-H$ 曲线不是一条等速曲线, 如图中实线所示。负荷减少时, 转速略有提高, 随着流量的减少, 扬程移向 $Q-H$ 曲线较高段。此时扬程的增加有助于泥泵稳定工作, 减少了因流量下降而导致的泥砂在管内沉淀的危险。

在全负荷工作区, A 点为额定转矩点, 若负荷增加时, 由于柴油机上燃油限位器起作用, 柴油机和泥泵转速略沿定转矩线下降, 但实际上由于很多柴油机在其速度减少时, 转矩不是保持绝对的定值, 而是稍有增加, 直到过了冒烟点 (B 点) 后, 才急剧下跌。在 $Q-H$ 曲线上, 泥泵排量几乎没有增加时, 泥泵压力就很快开始下跌。

5 管路特性与泥泵装置工作点及范围

绞吸式挖泥船上的泥泵装置必须要与其输送的管路特性相匹配才能正常可靠工作。管路特性与输送的土质 (密度)、泥浆的流速 (或管径)、管路排距与排高以及各种阻力损失有关, 包括管路长度上的沿程阻力损失、吸泥头、软管、弯头、阀件等处的局部阻力损失。关于管路阻力可以按很多计算公式和经验公式进行计算, 这里不一一列举。通常计算, 管路总阻力损失为

$$H_z = H_s + H_p$$

式中: H_s ——吸入端阻力损失;

H_p ——排出端阻力损失。

所谓泥泵挖泥装置的工作点, 就是由柴油机驱动的泥泵特性曲线与整个吸、排泥管路特性曲线的交点。不同的排距和输送不同浓度的泥浆有着不同的管路特性曲线, 如图 8 所示。因而就有许多的工作点, 而其中有一点必然是设计者理想的设计工作点。在该设计工况点, 柴油机的转矩达到在该额定转速下的额定转矩点, 柴油机的功率在该点得到充分发挥, 泥泵效率达到 $\eta-Q$ 曲线上的高效率区。

与其它类型的泵不同, 泥泵不是为某个特定工况而设计, 而必须是能够覆盖大量的工作点范围内工作。绞吸式挖泥船工作特点决定了管路排距与排高、输送的土质是随不同的疏浚工程而改

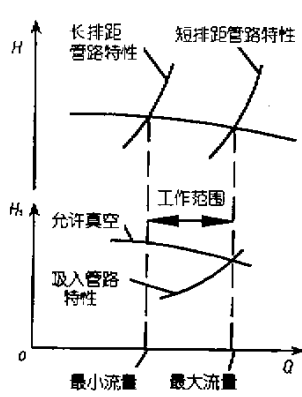


图8 泥泵装置工作范围曲线

变的。例如,泵输送淤泥泥浆比输送砂浆的排距要大,因为淤泥土壤颗粒要比砂粒的粒径小,淤泥泥浆临界流速也要低得多,因而管路阻力较小。我们可以从以下两方面界定出泥泵装置工作边界工况,从而确定泥泵装置的工作范围:

1)以稍大于临界流速 v 的流速值确定泥泵允许最小工作流量,与此对应的是最大排距。如果管内流速低于临界流速,泥浆将在管内沉淀,有产生堵塞的危险。不同的土质有不同的临界流速。据日本运输省港湾技术研究所得出资料,临界流速还与管径有关。在相同介质、相同流速下,管径小的,泥砂悬浮好,因而泥浆的经济流速小。表1就是4种土质在4种不同管径下的临界流速值。

表1 不同管径下的临界流速值

| 管径 /mm | 粘土淤泥 /m.s ⁻¹ | 细砂 /m.s ⁻¹ | 粗砂 /m.s ⁻¹ | 砾 /m.s ⁻¹ |
|-----------|----------------------------|--------------------------|--------------------------|-------------------------|
| 500 | 2.5 | 3.5 | 4.5 | 5.5 |
| 600 | 2.7 | 3.8 | 4.9 | 6.0 |
| 700 | 3.0 | 4.0 | 5.3 | 6.5 |
| 800 | 3.2 | 4.4 | 5.7 | 6.9 |

临界流速可以描述为泥浆中的泥土颗粒保持悬浮状态情况下的最小流速。当实际流速低于临界流速时管内出现泥浆沉淀,管路的阻力将与泥沙沉积厚度成正比增大。当实际流速高于临界流速时,管路的阻力随着流速的增大而增大。泥浆的实际流速刚好在临界流速之上时,管路的阻力最小。

2)以泵允许最大气蚀余量确定泥泵允许最大工作流量,与此对应的是最小排距。当流量超过允许最大工作流量,即过短排距工作时,气蚀就会发生,泥泵装置乃至整条船将强烈振动,会造成泥泵叶轮严重地磨损和毁坏。同时由于泥泵流量过

万方数据

大,引起柴油机超负荷运转。一旦排泥中断,大量高浓度泥沙沉积管内,极易造成堵管。另须注意的是,即使流量的增加尚未导致泥泵的气蚀,但有可能因泥泵的超载运行,使泥泵离合器摩擦片因经常打滑,磨损量增大,严重的甚至烧毁报废。

3)为了防止上述情况的发生,针对不同工况采取下述办法对泥泵工作点进行调正:


- (1)当管内流速低于临界流速工况时:
 - ①改变吸泥口面积、吸管及排管管径;
 - ②多泵串联办法。在挖泥船中常见的是双泵串联工作,提高泥泵的总扬程。
- (2)当超过泥泵允许最大气蚀余量工况时:
 - ①采用双速比齿轮箱降低泥泵工作转速;
 - ②柴油机降速使用,实际上是在较小的挖泥生产率下工作,只可作为临时措施;
 - ③另备适应短排距施工工况的小直径的叶轮,泥泵的扬程和流量会相应降低。在一定范围内,泥泵的流量近似与叶轮的直径成正比,泥泵的扬程近似与叶轮直径的平方成正比,泥泵的轴功率近似与叶轮直径的3次方成正比;
 - ④采用扬程不一样的两台泥泵,各有驱动柴油机,以单台泵工作,通过管路转换;
 - ⑤采用水下泥泵;
 - ⑥另备节流孔板,让柴油机功率部分消耗在节流孔板的阻力上。

上述方案比较中看出,采用双速比齿轮箱来解决短排距施工,这是一个很好的、先进的、值得推广的方式。采用这种先进技术,可使柴油机额定转速、额定功率情况下,允许泥泵以大流量工况工作,大大提高了挖泥生产率。

该项技术已在百船工程 120 m³/h(黄河专用)绞吸式挖泥船上成功应用,大大地提高了该船工况适应性和经济性。

另外,泥泵装置的工作点随输送泥浆介质的不同而变化。在多数情况下,泥泵装置的设计不是为了处理单一的特定的水下土质,作为用户来讲,希望挖泥船能适应挖掘的土质从淤泥到砾石等不同工况,尽管有时不能做到,但作为设计者仍应考虑适应尽可能宽的土质范围,即泥泵装置应与疏浚土质和可能碰到的运行工况相匹配。例如,要达到同样的生产量指标,那么输送粗砂的泥泵的设计流量及相应轴功率应比输送细砂的泥泵的设计流量及相应轴功率要大。

绞吸式挖泥船泥泵装置特性分析

作者: 黎大江
作者单位: 长江船舶设计院,
刊名: 船海工程 
英文刊名: SHIP & OCEAN ENGINEERING
年, 卷(期): 2001, (4)
被引用次数: 0次

本文链接: http://d.g.wanfangdata.com.cn/Periodical_whzc200104010.aspx

授权使用: 上海海事大学(wf1shyxy), 授权号: e236b109-ff03-4b6f-b429-9e8c014c400b

下载时间: 2011年2月16日