

船舶阻力

CHUANBOZULI 李云波 主编



哈尔滨工程大学出版社

图书在版编目(CIP)数据

船舶阻力/李云波主编. —哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社, 2005

ISBN 7 - 81073 - 757 - 0

I . 船… II . 李… III . 船舶阻力 IV . U661.3

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2005)第 117312 号

内 容 简 介

本书是为船舶与海洋工程专业本科生编写的教材,分上、下两编,上编主要讲述常规水面排水型船舶的阻力成因、成分,阻力确定方法,阻力与船型的关系,限制船道对阻力的影响;下编主要讲述高性能船舶的阻力,包括高速水面排水型船舶、普通滑行艇、水翼艇、气垫船、普通高速双体船、小水线面双体船和三体船的船型特点、阻力特性、阻力成分及阻力确定方法。

哈尔滨工程大学出版社出版发行
哈尔滨市南通大街145号 哈尔滨工程大学11号楼
发行部电话:(0451)82519328 邮编:150001
新 华 书 店 经 销
哈尔滨工业大学印刷厂印刷

*

开本 787mm×1 092mm 1/16 印张 10.5 字数 253 千字

2006年1月第1版 2006年1月第1次印刷

印数:1—1 000册

定价:20.00元

前 言

船舶阻力是船舶工程学科的重要专业基础,相应课程是船舶与海洋工程专业的重要专业课程。

目前,由于海洋环境对船舶性能的影响和人们对船舶快速性、耐波性、舒适性等要求的不断提高,除需要优秀的常规船型外,国内外对高性能船的需求与日俱增,因此,要求学生不仅要掌握常规水面排水型船舶的有关阻力知识,还要掌握小水线面双体船、双体船、三体船等高性能新船型的有关知识,以满足未来社会的需求。

本书分上、下两编,上编主要讲述常规水面排水型船舶的阻力成因、成分、阻力确定方法,阻力与船型的关系,减小阻力的方法及航道对阻力的影响等基础知识;下编讲述了高速水面排水型船舶、普通滑翔艇、水翼艇、气垫船、普通高速双体船、小水线面双体船,和三体船的船型特点、阻力特性、阻力成分及阻力确定方法。

本书在撰写中注重如下几个方面:

(1)针对船舶阻力授课学时少,而需要讲述的知识较多的现状,在前期流体力学等基础课程中讲述过的内容,本书不再重复,因此,尽管增加了较大篇幅的高性能船阻力问题,但是需要的授课学时没有增加;

(2)注重船舶阻力与船舶静力学、船舶推进、船舶耐波性和船舶设计等专业知识的衔接,目的是保证学生所学知识的连续性和相关知识的贯通,使学生不是在孤立地学习船舶阻力,而是把它作为知识构架的一部分内容穿插到自己的知识体系中;

(3)在保证船舶阻力知识系统性的同时,注重向工程实用引申;

(4)在内容选取、编排和叙述过程中注重对学生科研素质的培养。

书中第6章由武汉船舶设计研究所的姜治芳编写,第12章由上海船舶与海洋设计研究院的邬成杰编写,其余部分由李云波编写,全书最后由李云波统稿,由黄德波主审。初稿Word文本及部分插图由研究生娄睿、吕红完成。

本书编写过程中,得到了赵连恩教授的热情鼓励和支持,并在内容安排及取舍上提出了许多宝贵意见,还得到了哈尔滨工程大学船舶原理教研室同事们的极大支持,作者在此一并表示感谢。

本书可作为船舶与海洋工程专业的本科生船舶阻力教材,也可作为相关课程及从事工程设计人员的参考书。

由于作者水平有限,尤其下编的多体船部分目前能搜集到的资料不够全面,难免在叙述中有不妥之处或错误,望广大读者提出宝贵意见。

编 者

2005年8月7日

目 录

上编 常规水面排水型船舶阻力

第 1 章 绪论	3
1.1 船舶阻力研究内容及与快速性的关系	3
1.2 船舶阻力的一些基本概念	4
1.3 船舶阻力的研究方法	7
1.4 船舶阻力划分	8
第 2 章 粘性阻力	10
2.1 船体周围流场及粘性阻力成因	10
2.2 摩擦阻力的确定方法	11
2.3 减小摩擦阻力的方法	19
2.4 粘压阻力	20
第 3 章 船舶兴波及兴波阻力	23
3.1 船舶兴波及特性	23
3.2 船行波	23
3.3 兴波及兴波阻力干扰预报	27
3.4 兴波阻力理论计算方法	30
3.5 减小兴波阻力的方法	36
3.6 破波阻力	38
* 3.7 特殊兴波和阻力问题	39
第 4 章 船体阻力确定方法	41
4.1 弗劳德观点	41
4.2 休斯观点	42
4.3 能量观点	45
4.4 不同阻力划分方法的阻力成分比较	49
4.5 船体阻力粘流计算概述	50
第 5 章 附加阻力	53
5.1 附体阻力	53
5.2 空气阻力	55
5.3 波浪中的阻力增值	57
第 6 章 船舶阻力近似估算方法	61
6.1 母型船数据估算法	61
6.2 应用模型系列试验图谱估算法	65
6.3 统计或回归实船和模型资料估算法	77

第 7 章 限制航道对船舶阻力的影响	81
7.1 浅水对船舶阻力的影响及阻力确定方法	81
7.2 狭水道对阻力的影响	87
第 8 章 船型对船舶阻力的影响	91
8.1 船型主尺度比对阻力的影响	91
8.2 主要船型系数对阻力的影响	96
8.3 横剖面面积曲线形状对阻力的影响	98
8.4 满载水线形状对阻力的影响	101
8.5 船体艏、艉端形状对阻力的影响	102

下编 高性能船舶阻力

第 9 章 高速排水型船舶	109
9.1 高速方尾圆舳型艇	109
9.2 高速深 V 船型	117
第 10 章 普通滑行艇	120
10.1 普通滑行艇的艇型特点和阻力特性	120
10.2 估算阻力的姆雷(Murry)法	123
第 11 章 水翼艇	129
11.1 水翼艇的艇型特点及分类	129
11.2 水翼艇的航行方式及阻力成分	131
11.3 水翼艇的阻力估算方法	132
第 12 章 全垫升气垫船	136
12.1 全垫升气垫船的类型和优缺点	136
12.2 全垫升气垫船的阻力成分及阻力估算方法	137
第 13 章 普通高速双体船	141
13.1 普通双体船的船型特点和优缺点	141
13.2 阻力成分和影响阻力干扰的部分船型参数	141
13.3 高速双体船的兴波阻力确定方法	146
13.4 阻力估算方法	147
第 14 章 小水线面双体船	152
14.1 小水线面双体船的船型特点和优缺点	152
14.2 小水线面双体船的阻力特性	153
14.3 阻力确定方法	155
第 15 章 三体船	157
15.1 三体船的船型特点和优缺点	157
15.2 三体船的部分阻力特性	158

上 编

常规水面排水型船舶阻力

第 1 章 绪 论

本章主要介绍船舶阻力的研究内容,船舶阻力与船舶快速性的关系,船舶阻力基本概念、研究方法及船舶阻力分类。

1.1 船舶阻力研究内容及与快速性的关系

航行于水面的船舶受到四种外力的作用:(1) 地球引力,方向垂直向下;(2) 水的静压差力即浮力,方向垂直向上;(3) 流体(空气和水)作用在船舶上的动力;(4) 推进器提供的推力,指向船舶运动方向。其中船舶受到的流体(水和空气)作用在船舶运动相反方向上的力就是船舶阻力。

船舶阻力的形成与船型、船舶运动航速、船舶周围环境(例如航道、波浪)等很多因素有关。同一航速的不同船型在航行时受到的阻力是不同的,同一艘船舶以不同航速航行时受到的阻力是不同的,甚至同一艘船舶以同一航速在不同航道中(例如深水航道和浅水航道)或不同海况下(例如静水中和有海浪作用)航行时受到的阻力也是不同的。“船舶阻力”的主要研究内容包括:船舶阻力的成因和特性;不同类型船舶在不同环境下的阻力确定方法;船型、航速及外界环境等对阻力的影响;探讨减小船舶阻力的方法;探讨低阻优良船型等。这些研究内容也是本教材要重点介绍的内容。

船舶快速性是指船舶尽可能消耗较少的主机功率以维持一定航速的能力;或者说,在主机功率给定时,表征船舶航速高低的一种性能。

船舶快速性是船舶诸性能(如稳性、浮性、抗沉性、快速性、操纵性和耐波性等)中的重要性能之一,几乎每艘船舶在设计初始阶段都要明确快速性指标。船舶快速性能好,就是在满足设计任务书中各项航速指标前提下,消耗的主机功率小;或者主机选定时能达到的航速高。提高快速性,对民船而言可以提高船舶的使用性和经济性,对军船而言可以提高船的战斗力和生命力等。可见船舶快速性在船舶性能中占有重要的位置。

船舶快速性包括“船舶阻力”和“船舶推进”两方面内容。

事实上,正是由于阻力的存在,船舶才需要推力。当推力等于阻力时船舶在水面上做匀速直线运动。推力由推进器提供,常见的推进器为螺旋桨。螺旋桨由主机带动。阻力、推力和主机三者间的关系如图 1.1.1 所示。

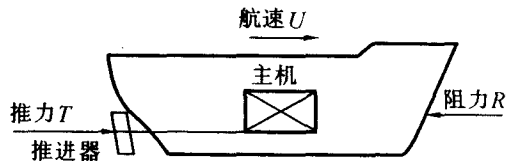


图 1.1.1 阻力、推力和主机之间的关系示意图

与陆地上交通工具分析方法不同的是,“船舶阻力”只研究船舶做匀速直线运动时的阻力问题,即不考虑惯性力;不考虑螺旋桨的作用,即在分析船舶阻力时,假设船舶无自身的推进机构,由船艏的缆绳拖动。有关螺旋桨与船体间的相互作用在“船舶推进”中介绍。

1.2 船舶阻力的一些基本概念

1.2.1 船舶阻力曲线和有效功率曲线

船舶阻力曲线就是船舶阻力随航速的变化曲线,图 1.2.1 为不同水深的船舶阻力随弗劳德数变化曲线示意图。可见,阻力曲线直观地反映了船舶阻力随航速的变化情况。在同一航速下,阻力越小,船舶的阻力性能越好。

有效功率(或称有效马力)是使船舶以给定航速航行时,因克服阻力作用所消耗的功率,即在静水中以给定航速拖动船舶所需的功率,表示为 $P_e = R \cdot U$, R 为船舶阻力, U 为航速。若功率单位用马力表示,也常称为有效马力。

在船舶设计中,船舶阻力确定后就要给出有效马力曲线,如图 1.2.1 所示。有效马力曲线又是螺旋桨设计的依据。在船舶设计中通过有效功率来匹配相应的螺旋桨,进而匹配相应的主机。

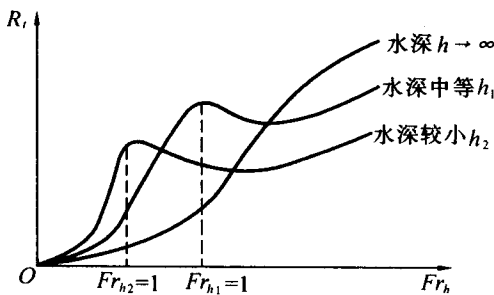


图 1.2.1 不同水深船舶阻力随弗劳德数变化示意图

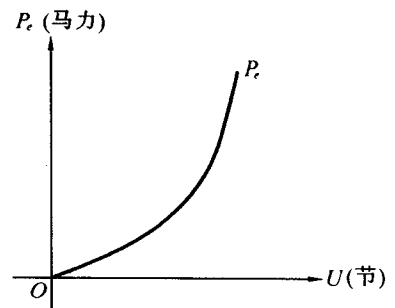


图 1.2.2 船舶有效马力曲线示意图

1.2.2 船舶阻力中常用的速度单位和相似准数

1. 船舶阻力中常用的速度单位及不同单位间的关系

$$1 \text{ 海里 / 时(节)} = 1.852 \text{ 公里 / 小时} = 0.5144 \text{ 米 / 秒(m/s)}$$

$$1 \text{ 米 / 秒} = 3.6 \text{ 公里 / 小时} = 1.942 \text{ 节}$$

2. 常用的相似准数

$$(1) \text{ 雷诺数: } Re = \frac{UL}{\nu};$$

$$(2) \text{ 长度弗劳德数: } Fr = \frac{U}{\sqrt{gL}}, \text{ 若航速单位为节, 常用的速长比 } \frac{U}{\sqrt{L}} \text{ 与长度弗劳德数间的}$$

$$\text{关系为 } Fr = 0.2977 \frac{U}{\sqrt{L}};$$

$$(3) \text{ 体积弗劳德数: } Fr_{\nabla} = \frac{U}{\sqrt{g \nabla^{1/3}}};$$

(4) 水深弗劳德数: $Fr_h = \frac{U}{\sqrt{gh}}$, 与长度弗劳德数的关系为 $Fr_h = Fr \sqrt{\frac{L}{h}}$ 。

上面表示式中 U 为船舶航速, L 常取船舶设计水线长, ν 为水的运动粘性系数, ∇ 为船舶排水体积, h 为船舶航行水域的水深。

1.2.3 船舶运动航态

由浮力定律知道, 当船舶静止于水面时, 船舶重力由船舶受到的静浮力来支撑。但是, 当船舶运动时, 由于船舶相对于水有运动速度, 根据伯努利方程, 船体表面除了受到静浮力作用外, 还受到由于水的动压力作用而产生的垂直向上的升力。因此, 水面航行的船舶在垂直方向上力的平衡方程为

$$\Delta = \rho g \nabla_1 + L_i \quad (1.2.1)$$

式中 Δ ——船舶排水量;
 ∇_1 ——船舶排水体积;
 $\rho g \nabla_1$ ——相应于静浮力;
 L_i ——升力。

随着船舶航速的不断提高, 升力 L_i 在垂向力中所占有的比例不断提高, 船舶在垂直方向的上升位移逐渐加大, 排水体积 ∇_1 不断减小。图 1.2.3 为巴甫连柯通过试验给出的船艏、船艉和船中央吃水随体积弗劳德数的变化示意图。由图可见, 随着船舶航速的不断提高, 其艏、艉吃水及纵倾不断发生变化。

通常按照体积弗劳德数的不同, 将船舶运动大致划分为三种典型的航态: 排水航行状态、过渡(或半滑行)状态和滑行状态。

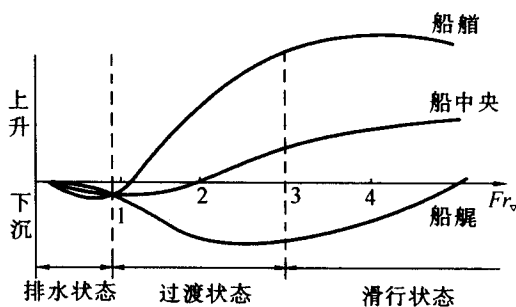


图 1.2.3 船舶运动航态与体积弗劳德数的关系示意图

1. 排水航行状态

此时航速较低, $Fr_{\nabla} < 1.0$, 船体重力基本由静浮力支持, 升力在垂向力中占有比例极小, $\frac{L_i}{\Delta} \rightarrow 0$, $\nabla_1 \approx \nabla$ 。航态与静浮时相比变化不大, 可以忽略航态对船舶阻力的影响。以这种航态航行的各种船舶统称为排水型船舶。

2. 过渡(或半滑行)状态

此时航速较高, $1.0 < Fr_{\nabla} < 3.0$, 升力 L_i 较排水航行状态明显增大, 排水体积 ∇_1 明显小于静浮时的排水体积 ∇ 。由图 1.2.3 可见, 此时航态较静浮时有明显变化, 船艏上抬较大, 船艉明显下沉, 整个船体呈明显的尾倾现象。此时航态对船舶阻力的影响不可忽视。处于该运动状态的船舶称为过渡型(或半滑行)船舶。高速排水型船舶, 如护卫舰、巡逻艇、高速双体船及深 V 型快艇等均为过渡型船舶。

3. 滑行状态

此时航速很高, $Fr_{\nabla} > 3.0$, 静浮力很小, 艇体几乎完全由流体动升力 L_i 来支持, 即 $L_i \approx \Delta, \nabla_1 \rightarrow 0$ 。仅有一小部分船体表面与水接触, 几乎整个船体被托起并在水面上“滑行”, 此时航态与船舶阻力的关系极为密切。处于这种航态的船舶称为滑行艇。

上面给出的划分只是一个大概的数据。对于不同的船型, 进入滑行状态的 Fr_{∇} 界限值有所不同。例如, 一般滑行艇进入滑行状态的界限约为 $Fr_{\nabla} \approx 3.0$, 而对于设计优良的艇型, Fr_{∇} 值可能还要小些, 但是对于圆艇型艇, 即使 $Fr_{\nabla} > 3.0$ 也不一定能进入滑行状态。

值得注意的是, Fr_{∇} 值反映惯性力和重力的比值。因惯性力和升力(动浮力)是相当的, 都取决于艇速, 所以 Fr_{∇} 也就反映了升力与艇质量的相对大小, 但是不能反映不同排水量的艇进入滑行状态时的航速大小。例如排水量为 50 t 的艇, 航速约为 35 kn 就可以滑行, 而一条 1 000 t 的船, 需要约 58 kn 的航速才能进入滑行状态。由此也可以看出建造大吨位滑行艇是十分困难的。

本书上编介绍常规水面排水型船舶的有关阻力问题。下编介绍过渡型船舶、滑行艇及其他高性能船舶阻力。

1.2.4 常规水面排水型船舶分类

目前常规水面排水型船舶较普通的是按体积弗劳德数的不同划分为低速船 ($Fr_{\nabla} < 0.20$)、中速船 ($0.20 < Fr_{\nabla} < 0.30$) 和高速船 ($Fr_{\nabla} > 0.30$)。一般民用船舶多属于中、低速船舶, 军用船舶属于高速船。

1.2.5 相对运动和绝对运动

在流体力学中已经知道, 流体相对于绝对静止坐标系(例如大地坐标系)的运动为绝对运动, 相对于运动坐标系的运动为相对运动。

在船舶阻力中, 为了研究问题的方便, 常取固接于船体上的坐标系, 称为随体坐标系。根据

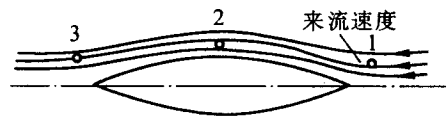


图 1.2.4 船体坐标系中的水质点运动示意图

运动相对性原理, 假设船体不动, 流体从无穷远处以船舶运动速度值流向船体, 如图 1.2.4 所示。因船舶做匀速直线运动, 随体坐标系是惯性坐标系, 故在随体坐标系中得到的阻力等于船舶受到的阻力。

但是在静止坐标系和随体坐标系中水质点的运动轨迹是不同的。这是初学者常容易忽视的问题。下面通过两个坐标系中水质点的运动轨迹比较来看两者的不同。

图 1.2.5 为静止坐标系中水质点的流动示意图。以水质点 A 为例, 船体在位置 1 时, 水质点 A 在

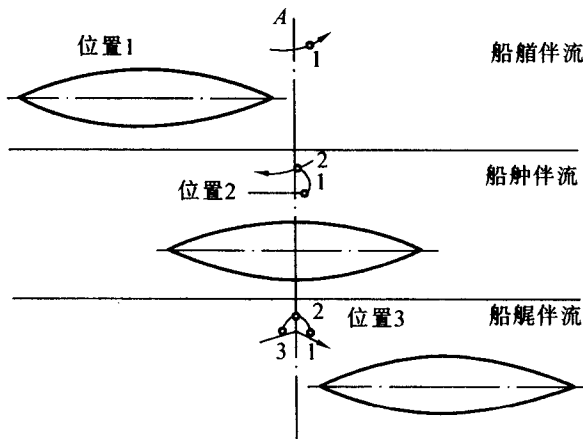


图 1.2.5 静止坐标系中水质点的运动示意图

船舶伴流位置1;船体运动到位置2时,水质点A运动到位置2;船体运动到位置3时,水质点A运动到位置3。即船体由位置1运动到3过程中,水质点在小范围内由位置1运动到位置3。而由图1.2.4可见,在相对坐标中,流体质点由无穷远处流向船体,然后又流向船后无穷远处。可见,两个坐标系中水质点的运动轨迹是不同的。

1.2.6 船舶运动航道

若船舶运动的水域边界(水深和水宽)没有限制,这种航道称为深水航道;反之,若水域边界受限制,称为限制航道。

限制航道中仅水深受限制的称为浅水航道,水深和宽度均受限制的称为狭窄航道。

在限制航道中航道边界对船体周围的流场和船舶兴波等均产生影响,进而对船舶阻力及其他性能也产生影响。本书第7章介绍限制航道对船舶阻力的影响。其他章节中若无特殊说明,均指深水航道。

1.3 船舶阻力的研究方法

船舶阻力研究方法有试验方法、理论方法和数值模拟。

1. 试验方法

试验方法包括船模试验和实船试验。

船模试验是通过一定缩尺比的船模在船模试验池中运动来模拟船舶运动,并在试验中观察船体周围的流动现象,测量有关数据,探讨有关机理等。因船模试验中流动现象直观、清晰,且可得到较准确的结果,故是船舶阻力研究中不可缺少的方法。与实船实验相比,船模试验不受外界环境的限制,花费的人力、物力相对少得多,因此是主要的试验方法。但是,船模试验受到试验条件、试验设备等限制,同时船模和实船有尺度上的差异,因此船模试验中难以保证船模和实船周围的流动完全相似,即船模试验不能完全取代实船试验。因此实船试验也是船舶阻力研究中不可缺少的方法。

2. 理论方法

理论方法是通过对流体流动分析,抓住问题的核心和关键,建立物理模型,通过对计算结果分析,探讨有关规律和机理。由于受数学、流体力学及计算手段等限制,目前船舶阻力理论方法中均引入不同程度的假定和简化,导致计算结果与实际值存在一定的偏差。但是理论方法仍是船舶阻力研究不可缺少的方法。通过理论研究可发现试验中难以发现的问题,可为旧船型的性能改进和新船型开发等指明方向。

3. 数值模拟

随着计算流体力学的不断完善,计算机硬件、软件技术的不断提高,各种新的计算方法不断出现和已有计算方法的不断完善(如有限体积法、差分法等),现在有更多的问题可以获得有实用价值的数值解,数值模拟已成为船舶阻力研究的不可缺少的方法。目前还出现了若干可用于船体周围流场模拟和阻力计算的商业软件(如FLUENT、CFX等)。可以相信,随着数值模拟的不断完善,对船体周围流动模拟的不断细化和对流动机理研究的不断深入,数值模拟会在船舶阻力研究中发挥越来越大的作用。

在船舶阻力研究中上述三种方法是缺一不可,相辅相成的。如果没有理论研究来建立物

理模型,就无法进行数值模拟;没有试验研究来验证理论计算结果,就无法证明理论研究的正确性。同时,理论研究和数值模拟可为试验研究提供理论指导。在船模试验前,可以预先用数值模拟对试验中大量的重复性的试验进行优化研究,减少重复试验,节省试验中的人力和物力。同时,通过数值模拟可以发现试验中难以发现的现象,可以对有危险的无法进行试验的现象进行模拟等。正是通过这三种方法的相辅相成,推动了船舶阻力研究的不断深入。

1.4 船舶阻力划分

1.4.1 船舶阻力划分

水面船舶航行于水和空气两种介质中,如图 1.4.1 所示。水表面以下船体受到的阻力称为水阻力。水表面以上船体和上层建筑受到的阻力称为空气阻力。

水阻力分为静水阻力和汹涛阻力。静水阻力是船舶在静止水面上航行时受到的水阻力。汹涛阻力是由于水面上波浪作用而产生的相对于静水阻力的增值,也称为波浪中的阻力增值。

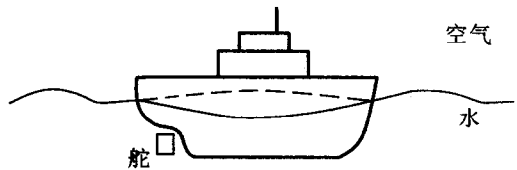
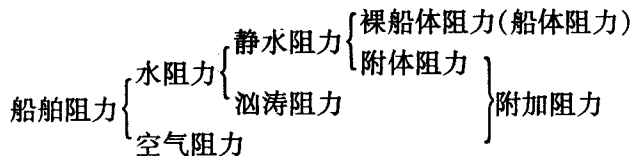


图 1.4.1 航行于水面的船舶

静水阻力又分为裸船体阻力和附体阻力。附体阻力是突出于船体之外的附属体,例如舵、舳龙骨、轴支架等所受到的静水阻力。裸船体阻力是没有附体的裸船体受到的阻力,简称为“船体阻力”。上述阻力成分间的关系可以用如下框图表示为



因空气密度约是水密度的 1/800,故空气阻力远小于水阻力,水阻力是船舶阻力的主要成分。而水阻力中船体阻力是本书中要重点介绍的内容。

1.4.2 船体阻力划分

1. 按照阻力的物理现象划分

根据物理现象将船体阻力 R_t 划分为粘性阻力 R_v 和兴波阻力 R_w 。粘性阻力又划分为摩擦阻力 R_f 和粘压阻力 R_{pv} ,即

$$R_t = R_v + R_w \tag{1.4.1}$$

其中

$$R_v = R_f + R_{pv} \tag{1.4.2}$$

在确定船舶阻力时,也常将粘压阻力和兴波阻力一起来考虑,称为剩余阻力 R_r ,则船体阻力表示为

$$R_t = R_f + R_w \quad (1.4.3)$$

其中

$$R_r = R_{pv} + R_w \quad (1.4.4)$$

上述船体阻力成分间的关系可用如下框图表示为

$$\text{船体阻力 } R_t \left\{ \begin{array}{l} \text{摩擦阻力 } R_f \\ \text{剩余阻力 } R_r \left\{ \begin{array}{l} \text{粘压阻力 } R_{pv} \\ \text{兴波阻力 } R_w \end{array} \right\} \end{array} \right\} \text{粘性阻力 } R_v$$

对于不同船型而言,各种阻力成分在船体阻力中占有的比例是不同的。通常对低速船而言,摩擦阻力占船体阻力的70%~80%,粘压阻力约等于或大于10%,兴波阻力占有的成分很小;对高速船而言,摩擦阻力约占40%~50%,而兴波阻力可达到50%左右;对于高速舰船(驱逐舰、护卫舰)而言,摩擦阻力约占35%,粘压阻力约占10%,兴波阻力约占55%。

2. 按照应力方向划分

设船体表面任意一点受到的水作用的应力为 P ,如图 1.4.2 所示。其中 dS 为船体外表面上包括应力 P 作用点在内的微元面积, p 和 τ 分别为应力 P 在法向和切向的投影,分别称为法向应力和切向应力(剪切应力),则船体阻力表示为

$$R_t = \int_S \tau \cos(\tau, x) dS + \int_S p \cos(p, x) dS \quad (1.4.5)$$

其中 S 为船舶处于正浮状态时水线以下裸船体与水接触的外表面积,称为船体湿表面积。

由式(1.4.5)可见,右侧第一项为作用于船体表面的剪切应力的合力在船舶运动方向上的投影,即为摩擦阻力 R_f ;第二项为船体表面压力的合力在船舶运动方向上的投影,称为压阻力 R_p ,即

$$R_f = \int_S \tau \cos(\tau, x) dS$$

$$R_p = \int_S p \cos(p, x) dS$$

则

$$R_t = R_f + R_p \quad (1.4.6)$$

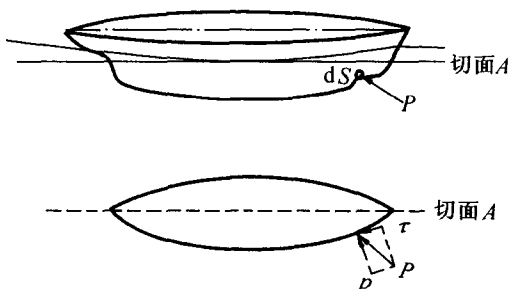


图 1.4.2 船体表面的应力作用示意图

第 2 章 粘性阻力

顾名思义,粘性阻力是由于流体粘性作用而产生的作用在船体上的阻力。如果流体没有粘性就没有船舶的粘性阻力。由第 1 章讲述的船体阻力划分已知,粘性阻力包括摩擦阻力和粘压阻力。因此下面分别介绍摩擦阻力和粘压阻力的成因、特性、确定方法、与船型的关系和减小的途径等。

2.1 船体周围流场及粘性阻力成因

摩擦阻力和粘压阻力的形成与船体周围流体的流动有关。因此,为了便于对摩擦阻力和粘压阻力成因的理解,下面以船舶在静止的深水航道水面上做匀速直线运动为例,分析理想流体和粘性流体绕船体的流动,介绍摩擦阻力和粘压阻力的成因。

根据相对性原理,认为船体不动,水从无穷远处以船舶运动速度值 U 流向船体。在理想流体假设下,流体绕船体表面的流动类似于在《流体力学》中介绍的理想流体绕圆柱体表面的流动,即由于忽略粘性,船体表面对流体没有阻滞作用,流体沿船体表面滑过,船体表面就是流面,如图 2.1.1(a) 下半部分图形所示。在前驻点 A ,流速等于零,根据伯努利方程,该点压力最大。流体由 A 点运动到 C 点过程中,在压力差的作用下,速度逐渐增大,压力逐渐减小,到达 C 点速度为最大值,压力为最小值, AC 段称为减压区,即由 A 点到 C 点压力逐渐减小。与 AC 段相反,流体由 C 点到 B 点运动过程中,速度逐渐减小,压力逐渐增大,到达后驻点 B 点时速度降为零,压力增为最大值, CB 段称为增压区,即由 C 点到 B 点压力逐渐增大。从能量的角度,在 AC 段流体的动能逐渐转化为压能,在 CB 段压能又转化为动能,因在运动过程中机械能守恒,所以在 AC 段获得的动能,在 CB 段又全部转化为压能,船体前后压力分布对称,如图 2.1.1(b) 中曲线 I 所示。即船体在理想流体中做匀速直线运动时,阻力等于零,这就是在流体力学介绍过的理想流体中的达朗培尔疑题。

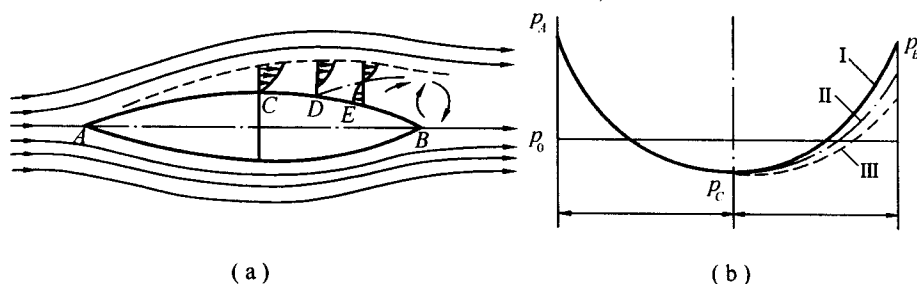


图 2.1.1 船体周围流体流动及船体表面压力分布示意图

(a) 船体周围流体流动示意图; (b) 船体表面压力分布示意图

然而在实际流动中,由于水的粘性作用,在船体表面形成边界层,边界层内存在剪切应力。在剪切应力的作用下,流体由A点运动到C点过程中,尽管也存在与理想流体类似的速度逐渐增大,压力逐渐减小,压能转化为动能的过程。但是,由于剪切应力的作用,消耗能量,流体在C点附近获得的动能不如理想流体假设下的大。同时,在CB段,由于剪切应力和与运动方向相反的压力差的双重作用,流体到达D点附近时速度已降为零,动能全部耗尽,同时在DB段压力差的作用下,流体产生回流,在D点产生流体的离体,产生旋涡区,如图2.1.1(a)上半部分所示。即实际船体周围流场包括三个区域:主流区、边界层和由于边界层离体产生的旋涡区。在边界层和旋涡区(忽略粘性作用时没有边界层和旋涡区)有粘性作用,而主流区可以忽略粘性作用,简化为理想流体。可见,在粘性流体中由于有能量消耗,船体前后流动不对称,导致船体前后压力分布的不对称。图2.1.1(b)曲线Ⅱ、Ⅲ分别为仅有边界层存在(不发生离体)和边界层发生离体两种情况下,沿船体表面的压力分布示意图。由上述可见,与理想流体相比,实际流动中不仅有剪切应力的作用,还有船体前后压差力的作用。

船体表面的剪切应力在船舶运动方向上的投影沿船体表面积分,所得到的合力就是摩擦阻力。或者从能量观点解释,就某一封闭区而言,当船舶在静水面上航行时,由于粘性的作用会带动一部分水一起运动,这就是边界层。为携带这部分水一起运动,船体就必须不断地给这部分水提供能量,因而产生摩擦阻力。

由于粘性作用,船体前后压力分布不对称,由此产生的压差力即为粘压阻力。或者从能量的观点,在船艏部形成旋涡要消耗能量,一部分能量被冲向船后方的同时,在船艏部又持续不断地产生旋涡,这样船体就要不断地为流体提供能量,这部分能量的损耗就是以粘压阻力的形式表现的。粘压阻力也称为形状阻力或旋涡阻力。

2.2 摩擦阻力的确定方法

目前还没有直接用于计算船体摩擦阻力的可靠公式,工程上主要采用相当平板理论确定船体摩擦阻力。所谓相当平板理论,就是假设具有相同长度、相同运动速度和湿表面积的船体与平板的摩擦阻力相同。但是实际船体表面不是平板,而是有曲度的,同时船体表面还有粗糙度等。因此,用相当平板理论得到的摩擦阻力与实船的摩擦阻力有差异。本章先介绍用相当平板理论计算船体摩擦阻力的摩擦阻力系数计算公式,然后介绍船体表面弯曲度和粗糙度对摩擦阻力的影响。

2.2.1 光滑平板摩擦阻力系数计算公式

对于一般平板而言,边界层内存在层流、过渡区和湍流三个区域,如图2.2.1所示。但是对船体而言,因船长较长,与湍流区相比层流区和过渡区很小,常忽略不计,即假设整个边界层为湍流。因此在船舶摩擦阻力计算中采用平板湍流边界层摩擦阻力系数计算公式。有关平板摩擦阻力系数计算公式的详细推导过程见《流体力学》,在此不再多讲。

假设边界层内速度为7次分布,经试验结果修正,可得到摩擦阻力系数计算公式为

$$C_f = \frac{0.074}{Re^{1/5}} \quad (2.2.1)$$

下面介绍船舶摩擦阻力计算中常用的湍流摩擦阻力系数公式。

1. 桑海(Schoenherr) 公式

1932年桑海假设边界层内速度为对数分布,推导出了摩擦阻力系数计算公式,经过平板拖曳试验修正后为

$$\frac{0.242}{\sqrt{C_f}} = \lg(Re \cdot C_f) \quad (2.2.2)$$

该公式在美国应用最为普遍。1947年美国船模试验池会议(简称ATTC)确定该公式为摩擦阻力计算的标准公式,因此该公式又称为1947ATTC公式。

该公式的不足之处是需要求解对数方程,计算繁琐。但是当雷诺数 Re 在 $10^6 \sim 10^9$ 范围内可以用如下简便公式

$$C_f = \frac{0.463}{(\lg Re)^{2.6}} \quad (2.2.3)$$

2. 柏兰特 - 许立汀(Prandtl-Schlichting) 公式

柏兰特和许立汀给出了类似于式(2.2.3)的摩擦阻力系数计算公式

$$C_f = \frac{0.455}{(\lg Re)^{2.58}} \quad (2.2.4)$$

该公式在欧洲大陆应用最为普遍,过去我国也广泛采用。

3. 休斯(Hughes) 公式

休斯通过对平板宽长比 B/L 在 $0.0156 \sim 42$ 范围内,雷诺数 Re 在 $2 \times 10^4 \sim 3 \times 10^9$ 范围内的平板试验资料分析,并结合有关资料给出了平板宽长比为无限大的光滑平板摩擦阻力系数计算公式

$$C_f = \frac{0.066}{(\lg Re - 2.03)^2} \quad (2.2.5)$$

4. 1957年国际船模试验池会议实船 - 船模换算公式(简称1957ITTC公式)

利用上述摩擦阻力系数公式进行船模试验结果和实船阻力换算时发现,上述不同公式得到的实船阻力存在不同程度的差别。为此,1957年在西班牙马德里召开的第八届国际船模试验池会议(简称ITTC)上,通过分析几何相似船模阻力试验结果,推荐了如下摩擦阻力系数计算公式

$$C_f = \frac{0.075}{(\lg Re - 2)^2} \quad (2.2.6)$$

该公式称为“1957年国际船模试验池实船 - 船模换算公式”,简称为1957ITTC公式。该公式并不是常规的光滑平板摩擦阻力系数计算公式,而是专门用于船模和实船的摩擦阻力换算,目前我国也推荐用该公式。

柏兰特 - 许立汀公式、桑海公式和1957ITTC公式的摩擦阻力系数计算结果如图2.2.2所示,比较表明,低雷诺数时1957ITTC公式的坡度较其他公式偏大,高雷诺数时1957ITTC公式与桑海公式相差甚微。柏兰特 - 许立汀公式与桑海公式不但在形式上极为相似,数值上也很接近,前者至多比后者大2.0% ~ 2.5%。

另外,ITTC公式与休斯公式尽管在形式上十分相似,但数值相差较大,约大12.5%。

世界上大多数船模水池采用1957ITTC公式。

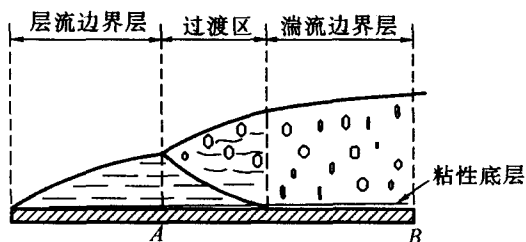


图 2.2.1 平板边界层流动状态示意图