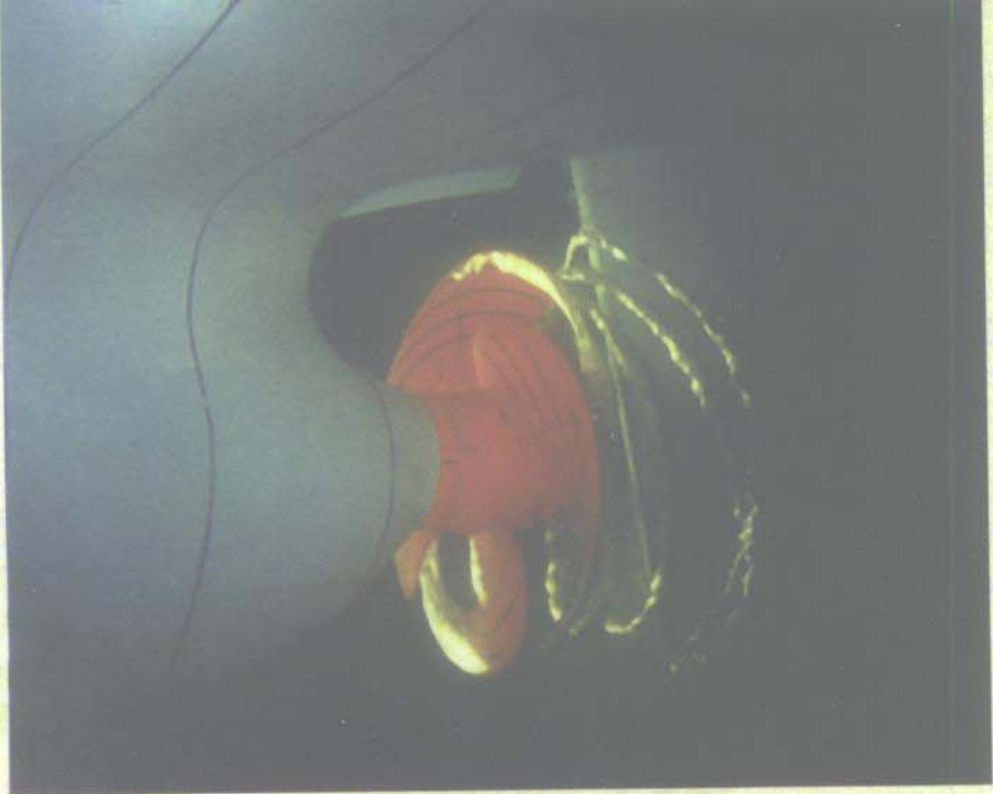




桨舵干扰的理论 与实验研究

黄 胜 编著



哈尔滨工程大学出版社

1657.3
H9/0

桨舵干扰的理论 与实验研究

黄 胜 编著

哈尔滨工程大学出版社

D257/13

桨舵干扰的理论及实验研究

JIANGDUO GANRAO DE LILUN YU SHIYAN YANJIU

黄 胜 编著

责任编辑 罗东明

*

哈尔滨工程大学出版社出版发行

哈尔滨市南通街145号 哈工程大学11号楼

发行部电话(0451)2519328 邮编:150001

新 华 书 店 经 销

肇 东 粮 食 印 刷 厂 印 刷

*

开本 787mm×1 092mm 1/16 印张 5. 25 字数 120 千字

1999 年 1 月第 1 版 1999 年 1 月第 1 次印刷

印数: 1~2 000 册

ISBN 7-81007-921-2

U·58 定价: 9.50 元

前 言

船舶航行性能的优劣在很大程度上取决于其周围流场的状态,作为船舶推进装置的螺旋桨和作为船舶操纵装置的舵均位于船舶尾部,而且距离较近,其相互干扰作用是明显的,这种干扰直接影响着船周围的流场,从而也直接改变了船舶的阻力、螺旋桨的运转条件和舵效的发挥。因此,研究船体-螺旋桨-舵之间的相互影响成为造船工作者十分关心的问题。

由于船体-螺旋桨-舵相互干扰的问题十分复杂,至今尚不能准确地用理论计算和试验统计的方法预报其对船体周围流场的影响。在以往的船舶设计中都是将其分开,分别利用理论计算或系列实验图谱进行工程设计,然后粗糙地计入相互影响予以修正。目前虽有些国内外学者致力于把船体、螺旋桨和舵作为一个组合体来研究其水动力性能,但并未达到实用的阶段。

本书旨在回顾近年来有关船体-螺旋桨-舵相互干扰方面的研究成果,将国内外科研机构和学者发表的研究报告和论文结合我校的研究成果粗加整理,组成新的体系予以介绍。本书的主要内容在近几年已作为我校的研究生教材使用,这次又作了补充修改。由于编者水平所限,难免有错误和不当之处,敬请有关专家学者予以指正。

黄 胜

1997年11月于哈尔滨

目 录

1	绪言	1
1.1	综述	1
1.2	试验研究	1
1.3	理论研究	2
2	船体后尾流场	5
2.1	船舶直线航行时的流场	5
2.2	船舶斜航时的流场	6
2.3	船舶尾流场的实验研究	7
2.4	船舶尾流场的理论计算	8
2.5	螺旋桨对船舶尾流场的影响	10
3	螺旋桨后尾流场	13
3.1	螺旋桨后尾流场的实验研究	13
3.2	螺旋桨后尾流场的理论计算	16
4	舵的诱导速度场	27
4.1	舵的诱导速度的实验测试	27
4.2	舵的诱导速度的理论计算	28
5	船体和舵对螺旋桨性能的影响	34
5.1	概要	34
5.2	船后螺旋桨与敞水螺旋桨性能	34
5.3	节能船型与船舶推进性能	35
5.4	舵对螺旋桨性能的影响	37
6	螺旋桨后舵性能的实验研究	41
6.1	三个典型的桨后舵性能系列实验	41
6.2	桨舵参数对于桨后舵水动力性能影响的实验研究	41
7	螺旋桨后舵性能的理论预报方法	46
7.1	高夫曼的简易理论方法	46
7.2	汤室彰规的近似计算方法	50
7.3	森正彦的椭圆环量分布形式升力线理论方法	51
7.4	冈田正次郎和高木又男的升力线理论方法	55
7.5	Isay 的升力面理论方法	56
7.6	山崎隆介的偶极子分布方法	58

8 特种舵与螺旋桨的相互干扰研究.....	64
8.1 襟翼舵的桨后性能.....	64
8.2 反应舵的桨后性能.....	70
8.3 其它变形舵的桨后性能.....	75

1 绪 言

1.1 综 述

快速性和操纵性都是船舶航行的重要性能,而作为船舶推进装置的螺旋桨和作为船舶操纵装置的舵一直是造船学者的重要研究对象。

由于螺旋桨和舵都是布置在船后,而且相互比较接近,因此存在着相互干扰。由于这种干扰,作用在螺旋桨上的水动力不仅与其本身的要素、船体要素有关,而且与其后方的舵也有密切的关系。同时,由于舵工作在螺旋桨的尾流中,作用在其上的水动力也与敞水舵的情形不同。从节能的观点上来看,积极利用桨舵的有利干扰可以提高推进效率,从操纵性和耐波性的观点看,螺旋桨尾流对于利用舵控制航向和减摇都有较大的影响。因此,船-桨-舵的相互干扰研究有十分重要的意义。

1.2 试验研究

在60年代以前,桨舵干扰水动力性能的研究主要是实验工作。1933年2月日本的山县昌夫在日本造船协会论文集上发表了关于推进器与舵相互作用的实验研究的讲演稿^[1],1935年12月的日本造船学会会报上刊登了志波久光的“Some Experiments on the Interaction Between Propeller and Rudder”的研究论文^[2]。1950年11月谷口中在日本造船学会论文集中发表了关于自航模尾流测量及在反应舵上的应用的研究结果^[3],这些都是桨舵干扰的早期研究。

1953年,前苏联克雷洛夫科学研究总院在水池中进行了桨后舵的系列实验研究^[4],给出了桨后舵水动力性能随着舵角、展弦比、厚度比、桨舵间距、桨舵中心线偏离量、螺旋桨负荷系数等参数变化的规律。1981年武汉交通科技大学钟国平对于上述试验资料加以分析^[5],建立了桨后舵水动力性能和敞水舵水动力性能之间的近似关系式。前苏联的系列试验结果在50~60年代曾被广泛应用。

60年代初,日本的冈田正次郎在循环水槽中进行了桨后舵的系列试验研究^{[6][7]},除了给出各参数的变化对于桨后舵水动力性能影响的变化规律外,还给出了螺旋桨的尾流流向舵的来流角沿着舵展方向变化及操舵速度的影响。

70年代初前苏联的高夫曼在风洞中对于螺旋桨和导管螺旋桨进行了桨后舵的系列试验研究^{[8][9]},他除了分析舵角、桨舵间距、螺旋桨和导管桨负荷系数等参数变化对桨后舵水动力性能的影响之外,还给出了船舶在曲线运动中偏航角变化 $0^{\circ} \sim 60^{\circ}$ 对桨后舵水动力性能的影响,并且分析了螺旋桨和导管桨负荷系数的改变对舵附近流场的影响,进而分析了螺旋桨尾流区内的舵和尾流区外的舵之间的相互影响。高夫曼根据系列试验的结果进行分析、整理,给出了计算桨后舵法向力系数的半经验半理论计算公式。

80年代,日本的山崎隆介、森山文雄、中武一明、马场荣一等进行了舵对螺旋桨的推力、转距、效率、尾流等的影响试验研究^{[10][11][12][13]},包括在不同进速系数、桨舵间距等参数的改变对桨后舵剖面压力分布的影响,有无船体时的影响等,得出了有效的结果。

我国对桨舵干扰的试验研究十分关注,进行比较系统研究的主要是中国舰船研究院702所和武汉交通科技大学。702所在空泡筒中试验的螺旋桨是Ka系列导管桨,舵是倒车舵的菱形舵形式^[14]。武汉交通科技大学在循环水槽中试验的螺旋桨是B4-55,舵为NACA流线型舵^[15]。哈尔滨工程大学也在拖曳水池进行了桨后节能助推反应舵的试验^[16],测试了三对桨舵组合体的桨舵干扰问题。

1.3 理论研究

桨舵干扰的理论研究工作内容一般包括船、桨、舵的尾流场理论计算及相互干扰、桨后舵水动力性能理论计算,舵前桨水动力性能理论计算,船-桨-舵组合体水动力性能理论计算等。可分为定常理论与非定常理论两种。

1950年11月日本造船(株)技术研究所的冈田正次郎提出了用无限叶数升力线理论计算螺旋桨并用升力线理论计算舵的方法来计算桨后舵的水动力性能^[17];1961年日本学者高木又男应用升力线理论对螺旋桨和舵的干扰问题进行理论研究后提出了桨后舵的设计方法^[18];1965年德国学者W·H·Isay发表了采用简化升力面理论的Weissinger模型不计入厚度影响的平板舵和螺旋桨相互干扰的计算结果^[19],对桨舵干扰的水动力性能给出了一些定性的分析;1968年Tsakonas和Jacobs采用加速度势法的线性化升力面理论首次预报了桨舵相互作用的非定常水动力性能^[20],但在处理方法上没有计入桨叶和舵的厚度影响;1972年Tsakonas对其计算方法进行了改进,引入压力源反映桨叶和舵的厚度效应,但仍局限于线性化理论的薄翼方法之中^[21];1974年高木又男对螺旋桨采用有限叶数升力线理论,对舵采用升力线理论的方法计算了桨后舵的法向力系数并考虑了偏航角的影响^[22];1974年日本森正彦用动量理论计算螺旋桨尾流,对舵采用机翼理论中的环量椭圆分布方法推导了桨后舵的法向力计算公式^[23]。

80年代以后,升力面理论得到了较快的发展。1980年中武一明在以往关于螺旋桨与舵相互干扰的研究结果进行分析比较的基础上,发展了一个螺旋桨与舵相互干扰的水动力性能理论预报方法^[24],首次严格给出舵的剖面形状,然后在舵的中心面分布源、汇、涡,在舵的表面满足边界条件以决定其强度,计算桨舵相互干扰的水动力,该方法虽然计入了舵厚度的影响而改进了以往的计算结果,但对螺旋桨仍采用无限叶数模型,对舵的处理仍把奇点分布在中心面上而没有突破薄翼假设。森山文雄应用厚翼理论,即J·L·Hess的面元法处理工作在螺旋桨后方的舵,把奇点分布在舵的表面上,在舵的表面满足边界条件,求解了桨舵相互干扰的水动力^[25],促进了桨舵相互作用的研究工作。1988年池田光尚应用非定常数值升力面理论研究了螺旋桨和舵相互作用的非定常问题,讨论了舵对螺旋桨流入速度、推力、转距及效率的影响^[26]。

国内有中国船舶科学研究中心的董世汤和朱自理用时域内谐调分析的方法进行了非

定常桨舵干扰的水动力性能计算^[27]，从而避开了一般采用的时域内叠代运算所遇到的收敛性问题，舵采用厚翼模型，螺旋桨采用薄翼模型，偶极子分别分布在舵表面和螺旋桨的拱弧面上，将零阶谐调分量的计算值与实验结果对比取得了较为满意的结果，但由于无水动力脉动量的实验结果作比较，还难以确定用该方法预报非定常脉动力的准确度。武汉交通科技大学王德恂开展了桨后舵及桨舵组合体水动力性能理论计算工作^{[28][29][30]}，其中螺旋桨采用简化升力面 Weissinger 物理模型和 Kerwin 物理模型的数值升力面理论，舵采用了有限元基本解法中的涡环栅格法，并考虑了桨舵的相互影响，后来又将该方法推广到非定常水动力性能的预报^[31]，使计算工作大为减少。上海交通大学和哈尔滨工程大学也开展了有关桨舵干扰的理论研究工作^{[32][33][34]}。总的来讲国内研究起步较晚，与国际造船先进国家的研究尚有一定差距。

参考文献

- [1] 山縣昌夫，菊池義男．推進器と舵との相互作用に關する實驗．日本造船協會論文集，1933，2：7
- [2] 志波久光．Some Experiments on the Interaction Between Propeller and Rudder．日本造船協會論文集，1935，12（第 57 號）
- [3] 谷口中，渡邊恭二．自航模型の後流計測並びにきの Reaction Rudder への應用．日本造船協會論文集，1950，11 第 88 號：77
- [4] 原苏联克雷洛夫科学研究总院．在螺旋桨尾流中工作的舵．原苏联船舶工业管理局编．船舶流体动力特性图册（第四册），1953
- [5] 钟国平．桨后舵实验资料的分析．武汉水运工程学院学报，1981（3）
- [6] 岡田正次郎．推進器後流中に置かれた舵の性能に關する實驗結果について．日本造船協會論文集，1959（第 104 號）
- [7] 岡田正次郎．船の背後に置かれた舵の性能に關する實驗結果について．日本造船協會論文集，1959（第 104 號）
- [8] А. д. Гофман. Теория и расчет кавитационности судов внутреннего плавания. Ленинград. Судостроение, 1971
- [9] А. Д. Гофман. Движение и управление судна. Ленинград судостроение, 1988
- [10] 森山文雄，山崎隆介，プロペラの舵におよぼす影響について．西部造船會會報．1981（第 61 號）
- [11] 森山文雄．On the effect a rudder on propulsive performance. 日本造船學會論文集，1971，12（第 150 號）
- [12] 中武一明，上田耕平，小田耕吉，山崎隆介，舵にはたらく流體力について．西部造船會會報，1981（第 63 號）：65
- [13] 馬場榮一，池田勉．プロペラ後流に及ぼす舵の影響に關する實驗的調査．西部造船會會報，1980（第 59 號）：57
- [14] 黄平涛，俞眉英，水筒均流中桨舵模型相互影响．第二届船舶推进器及空泡学术会议论文集（下册），1983
- [15] 王德恂，张志军，张晓敏．桨舵干扰试验研究．武汉水运工程学院学报，1987

(4)

- [16] S·Huang, Y. L. Nie, Y. A. Tian. Study on Thrust Boosting Skew Rudder for Energy Reduetion. Proceedings of The 2ND International Symposium onPropeller and Cavitetion, 1992: 177
- [17] 岡田正次郎. 舵性能に及ぼす推進器後流の影響について. 日本造船協會論文集, 1958, 11 (第 104 號): 29
- [18] 高木又男. 舵と推進器との相互干涉に關する理論的研究. 日本造船學會論文集, 1961, 6 (第 109 號)
- [19] W. H. Isay. On the Ineraction Between Ship Rudder and Screw Propeller. Schiffstechnik, 1965 (Vae. 12, No. 62): 65
- [20] S. Tsakonas, W. R. Jacobs, and M. R. Aei. A Theory for the Propeller - Rudder Iteration. Report SIT - DL - 68 - 1284, Stevens Institiion of Technology, August 1968
- [21] S. Tsakonas, W. R. Jacobs, and M. R. Aei. Propeller - Rudder Iteration Due to loading and Thickness Effct. AD - 758 - 692, 1972
- [22] 高木又男, 田口賢士, 萬野良次, 細田隆介. 船後の舵特性の縮率影響について. 關西造船協會志, 1974, 12 (第 155 號): 39
- [23] 森正彦. づロペラ後流中に置かれた舵の直壓力計算について. 關西造船協會志, 1974, 6 (第 153 號): 81
- [24] 中武一明, 古賀隆典, 山崎隆介. づロペラと舵の相互干涉について. 西部造船會會報, 1980, 11 (第 61 號): 15
- [25] 森山文雄, 山崎隆介, づロペラの舵に及ぼす影響について. 關西造船會會報, 1981 (第 61 號): 25
- [26] 池田光尚, 山崎壽. 舵の影響にとるづロペラの流入速度變動とスラスナ・ナルク變動. 日本造船學會論文集, 1988, 11 (第 164 號): 18
- [27] 董世汤, 朱自理. 螺旋桨-舵相互干扰水动力性能理论计算方法之一和之二. 舰船性能研究, 1986 (1): 39
- [28] 王德恂, 韩久瑞, 譚延寿, 钟国平. 螺旋桨舵组合体水动力性能计算. 武汉水工程学院学报, 1984 (4): 1
- [29] 韩久瑞, 王德恂. 用涡环栅格法进行桨后舵流体动力性能计算. 中国造船学会船舶操纵学组学术会议论文集, 1985
- [30] 张志军, 王德恂. 桨舵组合体水动力性能预报. 武汉水运学院学报. 1989 (4)
- [31] L. Xu, D. X. Wang. A Method for calculating Hydrodynamics Performence in the propeller - rudder Combination. Proceedings of the 2nd International Symposium on the Propeller and Cavitation, china, 1992
- [32] 蒋少剑. 螺旋桨-舵相互干扰水动力性能研究. 上海交通大学博士论文, 1993
- [33] 黄胜, 聂云凌, 戴愚志. 利用桨舵的相互干扰提高推进性能的研究. 第三届全国内河船舶学术交流会论文集, 1992, 10: 236
- [34] 黄胜, 董国祥, 聂云凌. 助推节能扭曲舵升力面理论设计方法研究. International Conference on Ships and Transportation in River Proceedings. 1994: 294

2 船体后尾流场

船舶在水中运动时对周围的流场产生扰动，其周围流线的形状是可以通过实验的方法观察，也可以通过理论计算的方法研究。

2.1 船舶直线航行时的流场

船舶运动中最简单的操船状态是船舶在不打舵等速直线航行时的状态。关于流场的理论计算方法已有许多造船工作者予以研究。早在 40 年代 Guilloton 就发表了关于 Michell 型薄船型的流线计算方法^[1]。图 2.1.1 是日本造船学者神中龙雄在 60 年代发表的“船体周围的流线计算方法”中给出的计算结果^[2]，这种计算方法除了假定流体的非粘性、非压缩性之外，还把自由表面作为固壁对待，而不考虑伴随船体前进所引起的兴波，并且为了适应细长体理论而假定船体十分细长，显然这个计算的结果是近似的。

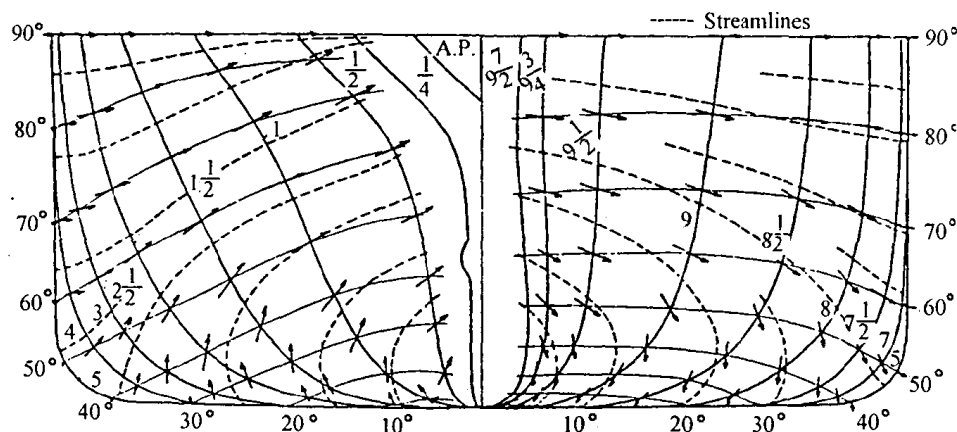


图 2.1.1 船体周围的流线分布 (A)

由图 2.1.1 可以看出，在船舶的各横剖面上船体的后部和前部流线完全不同，在船体尾部水流从船底向水面流动，而在船的前部则完全相反。

由图 2.1.2 可以看出，在船舶的不同水线面上船体周围的流线情况，在船首尾处的水流具有向前的速度，即产生正的伴流，而在舷侧处水流具有向后的速度，故为负伴流。流线在离船身不远处即迅速分散。

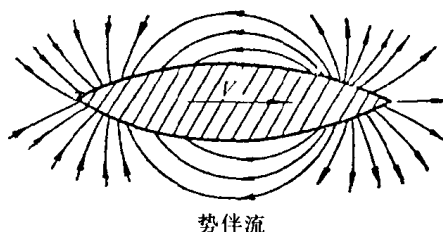


图 2.1.2 船体周围的流线分布 (B)

2.2 船舶斜航时的流场

在船舶操纵性研究中要采用流体动力模型预报其运动情况,这就需要计算或观察船体周围的流场,目前一般还未采用粘性流体力学的方法来处理,而用分析流体动力成分求取流体动力的实用化方法。在理论计算上从船体流出的三元分离自由涡流层可用若干离散涡系表示,图 2.2.1 和图 2.1.2 分别表示日本松本宪洋等对油船流线的计算结果和观察结果^[3]。

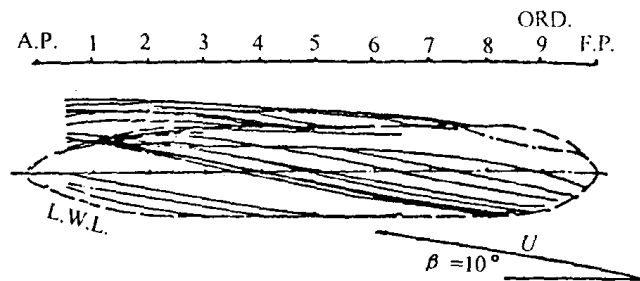


图 2.2.1 油船流线分布计算结果 ($\beta = 10^\circ$)

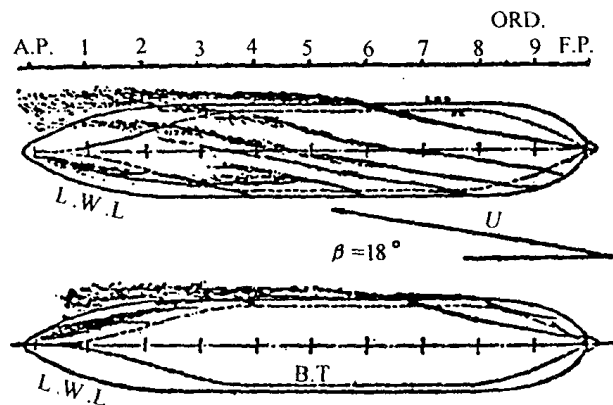


图 2.2.2 油船流线分布观察结果 ($\beta = 10^\circ$)

由图 2.2.1 和图 2.2.2 可见,在操纵运动中船尾流场的分布左右是不对称的,在船体背面一侧的涡旋变强。

在回转运动中,桨盘所在位置的流速分布对螺旋桨性能将产生明显的影响,日本的松本宪洋等对斜流或回转航行时桨盘位置的船后流速进行了测量。斜航试验的横漂角为 30° ,回航运动实验的无因次转舵角速度 (r') 为 0.6,横漂角为 14.8° ,相当于舵角 20° 时的稳定回转状态。由图 2.2.3 可见两者流速分布最明显的区别是纵涡流的中心位置斜航时远离螺旋桨平面,回转运动时则靠近螺旋桨平面,这可以理解为纵向涡流旋转方向的干扰影响^[3]。

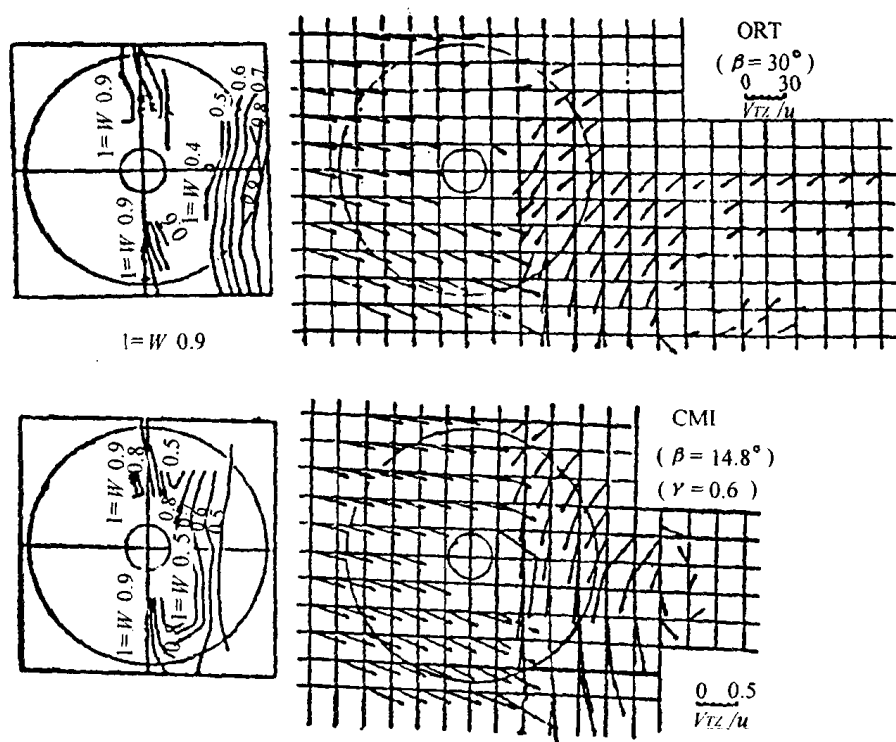


图 2.2.3 操纵运动中桨盘位置的船后流速分布

2.3 船舶尾流场的实验研究

2.3.1 风洞实验研究

对于船舶尾部的流动观察用风洞实验较为简便，通常模型的放置有两种形式，一种为重叠船模，水线面作为中心面，然后放置上下两个对称模型，这样即可测量尾部的流动和压力分布。另一种是把船模的水线面与一块平板相接，即水线面以下的模型放在一起作为映像镜面的平板上测量水线以下的流动，包括边界层动量厚度、横向流动及形状因子等。Larsson 等采用第一种方法进行了测量^[4]，Fucuda & Fujii 也用重叠模型测定了尾部湍流流动中的雷诺应力^[5]，而 Sachdeva & Preston 则利用后一种方法对油轮模型进行了测量^[6]。根据测量的结果可以估计尾部流动中雷诺方程中第一项的量级、平均速度和雷诺应力分布，由于舭涡所引起的二次流影响以及边界层厚度对平均速度和雷诺力的影响。

2.3.2 水池实验研究

水面船的尾部流动实验研究多数是在水池中进行的，比较著名的是 Iowa 大学与大阪大学之间的合作研究^[7]。在 Iowa 大学的水池中首先对实用模型系列 60 ($C_B = 0.60$) 测定了带桨与不带桨时船体尾部压力分布、波型变化，考察了水面船兴波时对其边界层和尾流的影响。对尾部的流动，在物体附近的粘性流动和离物体较远的非粘性流动两者均受兴波的影响，主要是由于波升高、诱导压力梯度和边界层的排挤效应^[8]，而前项的

研究是在大阪大学水池中进行的。九州大学也进行了自由表面对船体尾流影响的实验研究^[9]。

70年代末激光测速仪开始在水池中应用,最早又最有成效的是汉堡船舶研究所(Ifs) Kux。Kux在汉堡水池测定了“Sudney Express”和“St. Michadis”模型的伴流场,并与实船作了比较^[10]。对于船模尾部的标称伴流场,荷兰船舶研究所(MARIN)利用激光测速仪对三种油轮模型、货船模型和二种护卫舰船进行了测量^[11],有些研究所还利用双通道同时测定单个流体粒子的信号采集装置测定船尾流动的湍流度以确定雷诺应力张量的分量。

2.3.3 水洞实验研究

水洞实验主要是为了满足螺旋桨空泡观察、空泡噪声测量以及非定常螺旋桨激励的脉动压力测量等需要而模拟的船舶尾部流动,因此不仅要求不均匀轴向流动,也需要横向速度分量模拟。泰勒水池把水面船舶分为三类:第一类是细长的军舰,安装部分船尾和V型轴支架,并使螺旋桨在一定斜流工况下运转;第二类是高速供应船,用部分重叠尾部模型模拟伴流场;第三类是高速普通船体的小水线面船,则是回转体加支架和水平鳍,因为此类船主要是轴向速度受雷诺数尺度效应影响,因此以潜艇型式伴流来加以模拟^[12]。新建的LCC大型水洞中可以在工作段安装11m长的双桨军舰模型,并在自由表面工况下吃水达0.49m,提供了较为理想的实验条件^[13]。

日本的马场等在三菱重工(株)长崎研究所的推进性能水池进行了船后伴流场的测定^[14],船模长6.25m,宽1.06m,船速1.352m/s,在曳航无舵的情况下测量了桨盘位置的船舶伴流分布情况,测量结果如图2.3.1所示。由图可见伴流沿径向和周向分布都是不均匀的,因此螺旋桨各切面与水流相遇的情况与均匀流场是不同的,这种不均匀性对螺旋桨的推力和转矩都将产生不利的影响。

2.4 船舶尾流场的理论计算

2.4.1 船后伴流的计算

非轴对称船尾流场中伴流的分布十分复杂,轴向伴流 $w_N(r, \varphi)$ 以及其它的速度成分不仅随径向变化,而且随周向变化。

在初步设计阶段只利用近似公式去估算伴流分数,本科生用的推进教材上介绍的泰勒公式、汉歇尔公式、巴甫米尔公式、越智重信公式、霍尔特洛泼公式、商赫公式等一般都是根据某类或某几类船舶的实验结果归纳而成,其适用性有一定的范围,因此设计者要根据船型特点选择。

具有代表性的是荷兰试验水池提供的适用于各种海船的霍尔特洛泼伴流分数计算公式^[15]。

对单桨船:

$$W = \frac{C_p C_V L}{T_A} (0.0661875 + 1.21756 \frac{C_{11} C_V}{1 - C_{P1}}) + 0.24558 \sqrt{\frac{B}{L(1 - C_{P1})}}$$

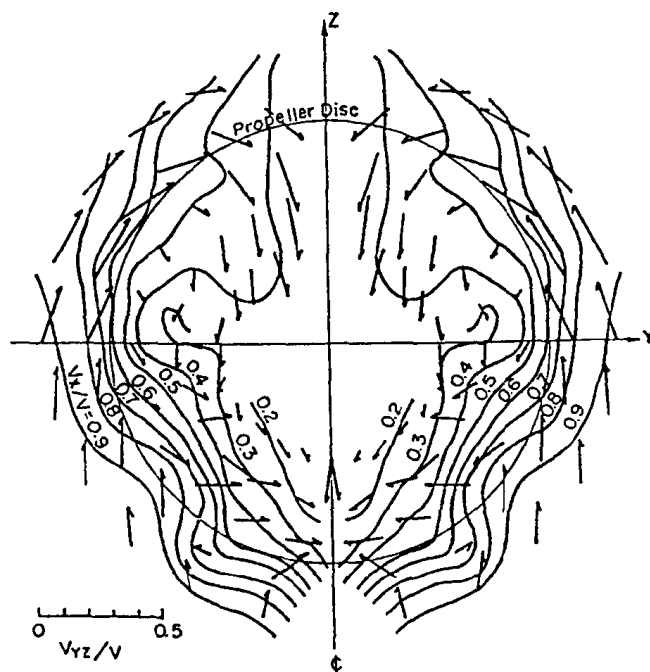


图 2.3.1 船后桨盘处伴流分布

$$-\frac{0.09726}{0.95 - C_P} + \frac{0.11434}{0.95 - C_B} + 0.75C_{\text{stern}}C_V + 0.002C_{\text{stern}} \quad (2.4.1)$$

而对双桨船:

$$W = 0.3095C_B + 10C_VC_B - 0.23D/\sqrt{B_T} \quad (2.4.2)$$

在上两式中:

- | | |
|-----------------------------------|------------------|
| B —— 船宽; | L —— 船舶水线长; |
| T —— 平均吃水; | C_P —— 棱形系数; |
| D —— 螺旋桨直径; | C_B —— 方形系数; |
| T_A —— 船尾垂线处吃水; | C_V —— 粘性阻力系数; |
| C_{stem} —— 与船尾部形状有关的系数。 | |

这个公式比较复杂,但编程后计算并不困难,而且比较实用。

2.4.2 船舶尾流数值计算

船舶粘性尾流场的数值计算十分复杂,20thITTC 的阻力与流动委员会在广泛调查的基础上进行了这方面的总结。目前具有代表研究成果的单位和个人有依阿华水利研究所 (IIHR),瑞典海事研究中心 (SSPA),瑞典国立技术大学的 Tizabiras,东京大学的 Miyata 等,特别是 IIHR 长期从事粘性流场数值计算的研究,积累了丰富的经验,如最早提出了有限分析解法 (FAM),广泛应用于计算流体力学和数值传热学,早期的工作是基于涡量-流函数方法,后来则主要以求解原始变量的 N-S 方程和 RANS 方程为基础,采用泊松方程定解生成贴体坐标,变量的安排基于交错网格,输运方程用 FAM 方法离散,压力求解基于 Partankar 的 SIMPLER 方法,对有限平板层流和湍流,回转体湍流,一直到船尾后三维湍流场进行了计算,积累了大量的数值计算经验。

国内有上海 708 所的沈奇心、无锡 702 所的周连弟、武汉交通科技大学的李世谟、

华中理工大学的谢伟等进行了这方面的研究工作。上海交通大学刘应中教授为 20th ITTC 阻力与流动学组所作的工作报告全面系统地总结了国际、国内的研究成果。

2.5 螺旋桨对船舶尾流场的影响

2.5.1 标称伴流与实效伴流

船舶伴流的测定有两种方法,一种是在未装螺旋桨的船模或实船后测量,一种是根据船后螺旋桨实验或自航实验结果与螺旋桨敞水实验结果比较而得。但由于螺旋桨运转时其近前方存在转向诱导速度,使船舶尾部水流压力降低,因而改变了船舶尾部的水流情况,而且船后螺旋桨处的水流并不均匀,这些都造成两种测量方法的结果不同,第一种方法测得的结果称为标称伴流,而后者称为实效伴流。

螺旋桨的存在引起船尾流线的收缩以及由此诱发旋涡,使流线从一种给定的标称伴流 $\omega_N(r)$ 向内移动,从而桨盘处的有效伴流分数 $\omega_E(r)$ 将有别于标称伴流。有效伴流分数 $\omega_E(r)$ 不可能直接测量,因为它与桨的诱导速度并存,一般定义为桨盘处合速度 $v_s [1 - \omega_E(r)] + u_{ao}$, 它与桨的诱导速度 u_{ao} 可由计算提供。推力减额直接与势伴流相联系,而它与桨的负荷(环量)分布有关。例如来流向上而螺旋桨右旋,由于有较大的攻角,右舷的叶片环量将大于左舷,这就意味着桨盘的右旋侧比左舷侧对推力减额的贡献更大,从而产生指向右舷侧的力(Hovgard 效应)。

2.5.2 研究实效伴流的理论方法

2.5.2.1 适伴流螺旋桨理论

适伴流螺旋桨理论并没有明确计及来流涡强的影响,在这些过去已被广泛应用的方法中,实效伴流的分布 $\omega_E(r, \varphi)$ 可通过标称伴流 $\omega_N(r, \varphi)$ 计算得到,公式如下:

$$\omega_E(r, \varphi) = \frac{\omega_T}{\omega_{Nm}} \cdot \omega_N(r, \varphi)$$
$$\text{或 } 1 - \omega_E(r, \varphi) = \frac{1 - \omega_T}{1 - \omega_{Nm}} [1 - \omega_N(r, \varphi)] \quad (2.5.1)$$

其中 ω_{Nm} 为标称伴流的容积形式, ω_T 为等推力法中推定的实效伴流,这样螺旋桨对来流的修正作用的考虑,只是将标称伴流(或标称速度)乘以某一常数,这个常数取决于 ω_T 和 ω_{Nm} 的关系。

这个方法的严重缺陷在 Raestad 的研究报告中作了论述。他计算了作用在油船模型后面的螺旋桨叶元体,通过对标称伴流分布的检验发现桨盘处的伴流非常均匀,而在外部则变化很大。于是他提出了一个考虑流线收缩的方法,当桨工作的时候桨盘外部标称伴流的巨大变化被转移到桨盘内部,利用这种新的实效伴流对叶元体进行计算,理论计算的结果与实验值相当吻合。Raestad 的方法虽然没有考虑附近流体的旋度,但是向处理实效伴流的现代方法迈出了第一步。

2.5.2.2 尾涡修正方法

对于非轴对称的船后实效伴流近似计算方法由 Brestin 提出。首先对标称伴流的谐波分析得到不同半径处的傅氏分量,然后以处理旋转体同样的 Huang 的方法来修正周

向平均伴流（零阶谐函数），然后将其它谐函数乘以一个常数，这些常数由该处的轴对称平均伴流的收缩情况而定，由于这些常数小于1，尾柱后的伴流峰值将减少，随之而来的有效伴流分布将比标定伴流分布更均匀。

Toda 部分地依据 Huang 的论文提出假定，认为主要的伴流尾涡垂直于轴向，标称伴流的流场水平轴分成若干层，在每一层中运用二维变量的 Huang 的方法计算实效伴流的初值，然后利用势流理论来计算这若干层的垂向移动和由于桨的存在而引起的厚度变化。若层的厚度减小，需要对涡强进行修正，然后重复开始对实效伴流的计算。具体的实例计算结果和 Raestad 的实验值很吻合。

1986 年在中国无锡召开的船舶螺旋桨及空泡国际学术会议上提出了三种计算船后桨实效伴流的方法，Chen 将桨分成若干扇区，在每一扇区中用桨分析方法解出径向诱导速度的变化，然后应用 Huang 的轴对称方法来确定由径向收缩和每个扇区变化的涡强所引起的实效伴流，重复这一过程直到收敛，但忽略相邻扇区的相互影响意味着只计及了标称伴流的切向涡强。

Dyne 在计算实效伴流时采用了和 Chen 相似的过程，但应用了他自己的轴对称方法。Van Gent 以另一种方法来处理这个问题，他假设桨工作在一个轴向无变化的标称伴流中，将运动方程分解，沿轴向积分并求解压力积分函数的 Perssin 方程。

2.5.2.3 欧拉方法

欧拉方法是指通过解满足边界条件的欧拉方程，即在船尾方向速度为零从而计算出桨和尾流的相互作用。Dyne 在试图求解轴对称尾部桨伴流的不同成分之间的关系时应用了该方法

引进 Stokes 流函数，可将伴流尾涡及桨的尾流、运动方程连同边界条件一起表示在两个重积分方程中，为求解这个方程可将测量场离散成若干个涡片，涡片的形状及其强度的确定通过反复迭代直到满足上述边界条件为止。

Saiol 在计算轴对称船尾导管桨内流动时应用了有限元方法，涡强和流函数的控制方程同 Falcao 提出的方法相同，在尾部尖端待计算区域的上游边界速度场是给定的，沿导管的流函数由 Kutfa 条件确定，即尾端上、下的静压必须相等，通过桨盘处总压力和切向速度的跃变来模拟桨。最近也有人提出了有限差分法解决有限个叶片桨的欧拉方程。

2.5.2.4 纳维尔-斯托克斯方法

纳维尔-斯托克斯方法是通过解满足零航迹的船体边界条件的 Stokes 方程的时域解，从而计算桨和尾流之间的相互作用。

Schetz 和 Favin 从非定常运动入手，在轴向运动方程中引入旋度，在切向运动方程中引入速度，在连续性方程中引入流函数，螺旋桨由一个轴向力和一个切向转矩所代替，粘性力通过在轴向上变化的粘性涡模型来计算。方程运用 ADI（隐含循环微分）算法求解，他们的方法主要是对桨的尾流感兴趣，当然也可以用于计算实效伴流。

近来 Zhang 使用了一种与 Stern 相似的方法对桨和轴对称物体尾流的相互作用作了计算，他并不修正标准的 $k-\epsilon$ 湍流模型，而采用一种双层湍流模型，在改进对体积力的计算中，他将粘性流程序合到升力线程序中去，为了得到和实验数据相吻合的螺旋桨尾流分离，在桨盘处引进了湍流动能 k 和耗散 ϵ 的跃变，并将其和桨叶粘性力联系起