

交通系统高等院校内部教材

船舶特种液压设备

侯增源 郑士君 编著

上海海运学院

交通系统高等院校内部教材

船舶特种液压设备

侯增源 郑士君 编著

上海海运学院

前 言

液压技术在船舶上的应用范围日益广泛。不仅在船舶舵机、起货机、舱口盖、锚缆机、恒张力绞车等常规设备上，液压产品不断更新和发展；并且在运用新技术，开拓新领域方面亦取得了很大的成就。

新型液压随动系统，计算机控制的船用液压设备，用于节能目的的液压-机械分流传动系统在现代船舶上得到了成功的运用和发展。它对于船舶实现高度自动化、减少定员、节约能源的消耗，提高实际营运经济效益是非常有利的。

由于各种不同类型和用途的船舶相继出现，例如集装箱船、滚装船、各种工程船舶。它们均需要有相应的不同性能的液压设备来为其服务。

随着国内外造船业的发展和产品的不断涌现，如何合理使用和充分发挥各种新型液压设备的性能特点，以取得应有的效果，特别是对于一些结构性能较为复杂的装置更为重要。为了使广大船员、有关科技人员能够及时了解，掌握各种不同类型的特种船用液压设备的基本理论、工作原理、结构特点、使用性能以及维护保养等方面知识，特编写了本书。由于船舶的类型众多，新型液压设备的品种多种多样，而本书作为选修课教材编写，篇幅受到严格限制，只能在各种不同门类中选取最具有代表性的。

本书着重于典型性和实用性。主要运用实例加以剖析，有关理论、原理方面的分析说明也结合实例进行。

本书是轮机管理专业的选修课教材，也可供有关科技人员参考。由上海海运学院轮机系辅机教研室侯增源、郑士君同志编写。其中总论和第一、二、三、四章由侯增源同志执笔，第五、六章由郑士君同志执笔。

全书请上海船舶设计研究院柯永久高级工程师、顾仲声高级工程师、胡慧康高级工程师审稿。他们热情支持、认真细致、不吝指教，对此深表感谢。

在编写过程中，得到上海远洋公司、上海海运学院沈思介副教授，以及其它不少同志的热情帮助，在此一并致谢。

编 者

1990.8.30

目 录

总论	(1)
第一章 船舶减摇装置	(8)
第一节 概 述	(8)
第二节 横摇的产生与稳定力矩	(10)
第三节 减摇鳍的基本工作原理	(12)
一、陀螺仪	(12)
二、电子信号放大器	(18)
三、液压伺服放大器	(19)
四、液压执行机构	(22)
第四节 减摇装置的主要性能指标	(23)
第五节 “耀华”号远洋客轮的减摇鳍	(24)
一、控制信号系统	(26)
二、液压伺服系统	(28)
三、执行机构—鳍装置	(34)
四、液压系统工作原理	(35)
五、操作与管理	(36)
六、故障与排除	(39)
第二章 可调螺距螺旋桨	(49)
第一节 概 述	(49)
第二节 螺旋桨推进原理与特性	(52)
一、定距桨特性	(52)
二、调距桨特性	(57)
第三节 调距桨的组成和结构类型	(60)
一、桨叶、桨毂和转叶机构	(61)
二、伺服油缸的布置	(65)
三、螺距控制机构	(67)
四、液压系统	(70)
五、操纵型式	(72)
六、几种典型调距桨的主要技术参数	(73)

第三章	侧推装置	(76)
第一节	概 述	(76)
第二节	侧推装置的结构和工作原理	(79)
第三节	KT 型 侧推器的操作与管理	(82)
第四章	主机轴带发电机	(85)
第一节	概 述	(85)
第二节	恒频轴带发电机的典型结构	(86)
一、	RCF型恒频轴带发电机	(86)
二、	IHI-ED 型装置	(89)
三、	CSGD 系统方案	(89)
四、	涡轮复合系统	(90)
五、	直联前置型	(90)
第五章	滚装船液压设备	(92)
第一节	概 述	(92)
一、	滚装船的装卸方式	(92)
二、	滚装船滚装设备的设置	(93)
三、	滚装设备的驱动方式	(93)
第二节	滚装船的滚装设备	(94)
一、	跳板与水密门	(94)
二、	升降机与斜坡道	(99)
第三节	滚装设备的液压系统	(101)
一、	旋转型尾跳板滚装设备的液压系统	(101)
二、	直型尾跳板滚装设备的液压系统	(110)
第四节	滚装设备维护管理与常见故障的处理	(126)
一、	滚装设备的维护管理	(126)
二、	常见故障的处理方法	(128)
三、	尾跳板、尾门液压系统用油管理	(130)
第六章	挖泥船液压驱动装置	(132)
第一节	绞吸式挖泥船液压驱动装置	(132)
一、	绞吸式挖泥船的液压驱动装置与挖泥作业	(132)
二、	国产 200m ³ /h 绞吸式挖泥船液压系统	(134)
三、	荷兰4600型绞吸式挖泥船液压系统	(138)
第二节	耙吸式挖泥船液压驱动装置	(146)
一、	耙吸式挖泥船作业方式与液压驱动的工作机械	(146)

二、	荷兰 4500m ³ 耙吸式挖泥船液压系统的基本组合·····	(147)
三、	荷兰 4500m ³ 耙吸管液压装置·····	(148)
四、	荷兰 4500m ³ 泥门装置·····	(154)
五、	荷兰 4500m ³ 锚机、绞盘与吊杆绞车液压回路·····	(156)
六、	日本 4500m ³ 舱容耙吸式挖泥船液压装置·····	(157)
第三节	挖泥船液压系统中的典型液压元件·····	(161)
一、	液压泵·····	(161)
二、	液压缸·····	(163)
三、	液压控制阀·····	(165)

总 论

液压技术在船舶上的应用,随着造船技术发展和对船舶性能要求的提高而不断发展。在船舶趋向大型化时,主要利用液压传动能够产生强大的输出力或输出力矩的特点来完成各项需要“大力士”的任务,诸如液压推舵、启闭巨型舱盖板、艉跳板等。

由于航运事业发展需要,船舶类型多样化,使用功能和要求相应扩大和提高。除了在舵机、起货机、锚机等常规船用设备上采用液压技术外,各种特辅液压设备相继出现。例如采用高技术的各种液压随动系统—减摇鳍、舰船的稳定平台等。在滚装船、挖泥船、集装箱船上亦广泛使用各种不同类型的液压设备。液压传动的优越性在船舶上得到了广泛而充分的体现。

目前,液压传动在船舶上的应用研究有两个值得注意的动向:其一是它与新型电子器件和电子计算机的运用相匹配,形成新的液压元件和系统,从而推出高度自动化的现代船舶,以减少定员,确保安全运输和提高经济效益;其二是在船舶节能技术中发挥作用。

前一时期,由于油价猛涨,船舶节能问题变得十分迫切。在船舶动力系统和各种辅助机械设备中,正在研究和采取一系列节能措施。其中主机恒速轴带发电机采用液压-机械分流传动获得显著的节能效果,并且使用方便、受到了船员欢迎。

综上所述,目前船用液压装置,从使用功能方面来看,可分为下列几种类型:

1.力量型——主要利用液压传动能够在自身结构紧凑、体积小、重量轻的条件下产生强大的输出力或输出力矩的特点来满足各类船舶的工作需要。它是应用最广泛的一种型式。

2.无级变速型——主要利用液压传动具有无级调速范围广,实现方便的特点。理论上液压传动的调速范围可从 $+\infty \rightarrow -\infty$ 。实际应用上受到变量泵效率、油马达“死区”,以及各种阀门特性的限制,但仍比直流电机的调速范围要大得多。因而在船舶起货机、各种绞车以及根据负载和实际情况需要经常变速和换向的装置中非常适用。例如船用甲板起货机的空钩速度和额定负载速度之比值直接影响装卸货效率。空钩速度/额定负载速度的比值大,则装卸货效率高,一般要求该比值大于3~5。当起吊货物与落位时,要求低速轻放,以减少或避免货损。液压传动在实现无级变速和换向时工作平稳,换向冲击小,提高了工作可靠性和设备的使用寿命。

3.电-液随动型——主要利用液压传动容易与电气系统相连接和匹配的特点,便于组成一个完整的电-液随动系统,使得“神经”与“肌肉”各显其能,充分发挥作用,从而获得一个既能远距离控制,又有输出力度、灵敏度和精确度的船用电-液随动装置。例如电动液压舵机、减摇鳍、稳定平台和火炮跟踪装置等。

4.节能型——主要指用于轮机调速节能的无级变速装置。例如恒速轴带发电机。它是应用变速输入-定速输出的液压-机械分流传动。将输入总功率分为液压功率流和机械功率流,既保持液压传动所具有的无级变速特点,同时由于大部份功率经由机械传动传递,使总传动

效率仍保持相当高的水平，从而获得良好的节能效果。

5. 其它功能型

利用液压驱动不产生火花，安全可靠的特点，在油轮上驱动货油泵；

利用液压传动油泵—油马达之间用油管连接，便于布置，在动力装置与执行机构之间省掉传动轴系，这对于舱容较小的渔船和其它小型船舶来说是十分有利的，可增加有效舱容的充分利用，避免拥挤，提高工作安全性；

利用液压执行元件（略加改进）可直接深入到海水中工作的特点，用作工程船舶和海洋开发工具，等等。

目前各类船舶应用液压装置的概况，见表1。

各类船舶应用液压装置的概况

表1

设备名称	船型	杂货船	滚装船 集装箱船	油船	客船	工程船 渔船	舰船	所属类型
舵机		○	○	○	○	○	○	I、III
锚机		△	△	△	△	△	△	I、II
绞缆机		△	△	△	△	△	△	I、II
专用绞机			○			○	○	I、II
起货机		△	○		○		○	I、II
特种起重设备			○			△	○	I、II
变距桨、侧推器			○		○	○		I、III
减摇鳍					○		○	III
舱口盖		△	○		○			I
艀跳板、升降机 坡道甲板			○		○			I
泥门、定位桩 工程船专用设备						○		I
货油泵、输油阀				○				V
火炮稳定器 雷达天线伺服装置							○	III
主机遥控及其 它控制装置		△	△	△	△	△	△	I、V
恒速轴带发电机		△	△	△				IV

注：表中符号 ○—全部或基本采用液压装置；

△—部份采用液压装置；

I—力量型； II—无级变速型； III—电-液随动型；

Ⅳ—节能型；Ⅴ—其它功能型

液压传动的基本组合型式

液压传动的主要元件—油泵和马达的组合可有四种不同的型式，即

1. 定量泵与定量马达组合—— $P_F - M_F$ 型；
2. 变量泵与定量马达组合—— $P_V - M_F$ 型；
3. 定量泵与变量马达组合—— $P_F - M_V$ 型；
4. 变量泵与变量马达组合—— $P_V - M_V$ 型。

四种不同组合型式的简图与理论外特性示于图1。

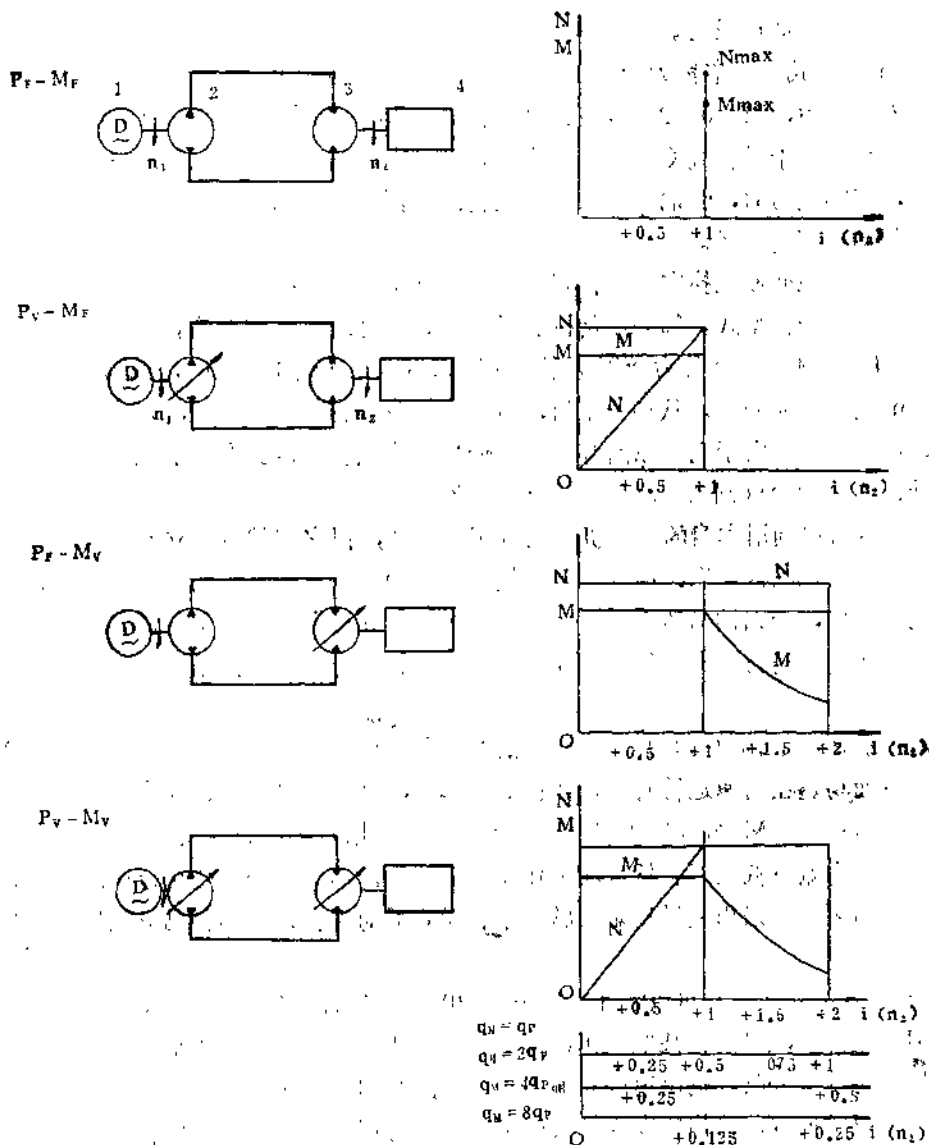


图1 液压传动组合与外特性

图中横坐标为传动比 i , $i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{\text{油马达输出速度}}{\text{油泵输入速度}}$ 。若 $n_1 = \text{常数}$, 则 i 座标也可表示输出

速度 n_2 。N—输出功率, M—输出扭矩。 $Z = \frac{q_M}{q_P} = \frac{\text{油马达单转排量}}{\text{油泵单转排量}}$, 当Z不同时, 座标

$i(n_2)$ 所对应的具体数值不同, 图上分别示出 $Z=1、2、4、8$ 的四种座标值。

采用高速油马达Z值小, 而低速油马达则Z值大。一般船用绞车装置若用高速油马达, 往往在油马达输出轴和传动对象之间增加一个减速装置。

$P_F - M_F$ 组合型式 由于油泵和油马达均为定量型, 只能利用节流调速的方法实现变速。利用换向阀换向有换向冲击, 效率低, 仅适用于小功率, 性能要求不高的简单装置, 如启闭门窗、舱口盖等液压设备。

$P_V - M_F$ 组合型式 常称为“恒扭矩传动”。因为当油压 $p = \text{常数}$ 时, 油马达的输出力矩恒定不变(输出力矩 $M = pq/2\pi$), 功率随转速 n_2 的增加而增加。可利用变量油泵实现反向传动, 其特性对称于纵轴线(图上未示出)。理论上, 这种组合型式油马达的输出速度 n_2 可降低到零, 实际使用时, 受油马达最低稳定转速的限制, 当油马达转速低于最低稳定转速时, 会产生振动和爬行现象。

利用变量泵实现变速和换向, 工作稳定, 换向冲击小, 操纵方便。它是目前船用液压设备中使用最广泛的一种型式。例如起货机、锚缆机、各种绞车、舵机等。

$P_F - M_V$ 组合型式 常称为“恒功率传动”因为当工作油压一定时, 油马达输出力矩M随输出速度 n_2 的增加而减小。从理论上讲, 将油马达单转排量降低到零, 则输出速度 n_2 可增至无限大。但是油马达由于机械原因有一个最低单转排量极限值。在低于该值的区域, 油马达不能转动, 称之为“自制动区域”或称“死区”

变量油马达可以利用本身的变量机构实现正、反转, 但它在越过中立位置(零排量)时, 必须经过“自制动区域”, 因此在不用换向阀而用油马达变量机构进行换向时, 必须装有特殊的辅助装置, 否则油马达由高速旋转突然进入“死区”容易发生事故。若在操作上采用停止油马达运转后进行换向, 然后使油马达重新运转的方式, 虽然是可行的, 但操作很不方便。

此外, 一般情况下, 油马达的结构重量和体积要比油泵大, 因而变向变量操作不如 $P_V - M_F$ 型轻便。变量油马达在高速运转时, 往往在低效率区, 机械损失和容积损失均较大。由于上述几种原因, 这种 $P_F - M_V$ 组合型式实际应用较少。仅适用在某些特殊要求的情况下, 例如严格要求油泵动力舱室低噪音、低振动工作而又需要输出速度有一定变化范围的场合。这时位于舱室内的油泵必须采用流量稳定, 脉动小、噪音低的螺杆泵, 不得已只能用变量马达变速。

$P_V - M_V$ 组合型式 它可以看作是 $P_V - M_F$ 和 $P_F - M_V$ 的联合工作型式, 能使速度和扭矩的变化范围更加扩大, 以满足某些工作机械的特殊需要。这种组合型式是采用分别改变油泵和油马达的单转排量来改变输出速度和输出扭矩的。当油泵单转排量达到最大值, 油马达单转排量为最小限定值时, 输出速度为最大; 输出扭矩是依靠改变油马达单转排量来达到的, 油马达单转排量最大时, 输出扭矩最大。它一般利用油泵的变量机构实现换向, 以避免油马达换向必须越过中立位置的困难与不安全因素。

各种组合型式除了外特性外，都有其调节特性，它是由改变其工作油压而得到的。现以 $P_V - M_V$ 型式为例，调节特性见图2。图上实线为外特性，点划线1、2为部份调节特性。

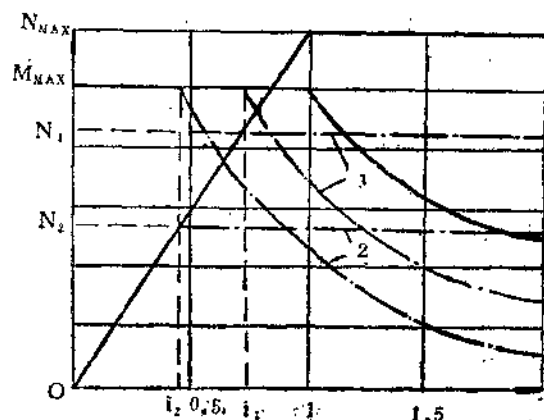


图2 $P_V - M_V$ 传动的调节特性

液压-机械分流传动类型

液压-机械分流传动是高效率的无级变速传动。它将输入总功率通过分流装置分为：液压传动功率流和机械传动功率流，然后再两者汇合输出。由于机械传动效率高，大部份功率经机械传动传递；小部份功率经由液压传动传递，以利用它进行无级变速。这样，对总效率虽有影响，但在一定限度之内。功率的分流和汇合一般采用二自由度的行星传动机构，原则和系统简图示于图3。图3a) 表示功率流分合的原则简图，图3b)、c) 为两种典型的液压-机械分流传动系统简图。

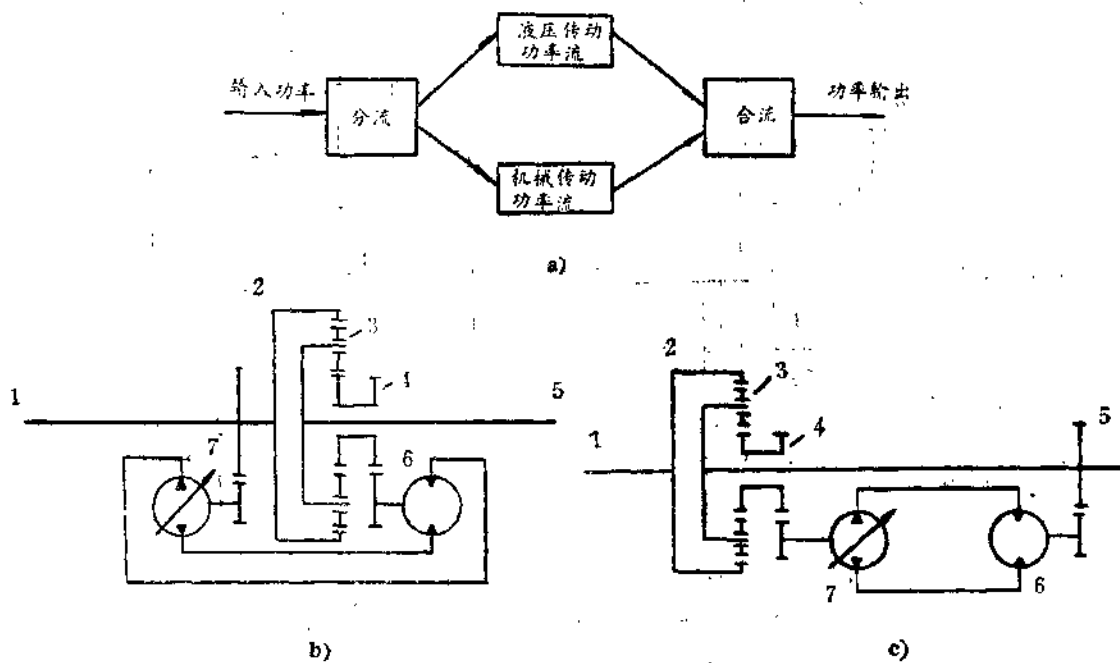


图3 分流传动系统原则简图

1—输入轴；2—行星齿圈；3—行星轮框架；4—太阳齿轮；5—输出轴；6—油泵；7—变量油泵

液压-机械分流传动的系统方案是相当多的，有：单行星排、双行星排；行星排位于动力输入端、行星排位于动力输出端；行星排各构件之间相互联接的关系也各种各样。图3b) 为行星排位于动力输出端的单行星排分流传动系统。动力输入轴1将功率分为两路：一路经行星齿圈2、行星轮框架3传递到输出轴5上，是为机械功率流；另一路经齿轮付传给变量油泵7，通过Pv-M_F型液压传动，由油马达6通过齿轮付将功率传递到行星排的太阳齿轮4，是为液压功率流。两者经行星排汇合后由输出轴5输出。

图3c) 为行星排位于动力输入端的单行星排分流传动系统。

上述分流传动的特性曲线示于图4。图中机械传动传递的功率 N_T ，液压传动传递的功率 N_H ，总输入功率 $N = N_T + N_H$ ， η 为总传动效率，它们随 $\frac{n_2}{n_1}$ 而变化的情况表明：若要得到高传动效率，必须使液压传动传递的功率尽量减小。当液压传动功率 $N_H = 0$ 时， η 达到最大值，这时为纯机械传动，液压传动损失只有少量的油液泄漏而已，图示相当于 $i = \frac{n_2}{n_1} = 0.72$ 位置。一般常将它作为经常使用的工况点，有利于取得较大的节能效果。

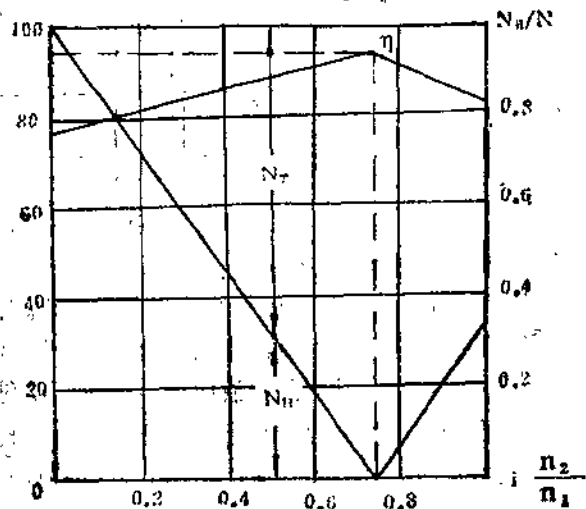


图4 分流传动特性

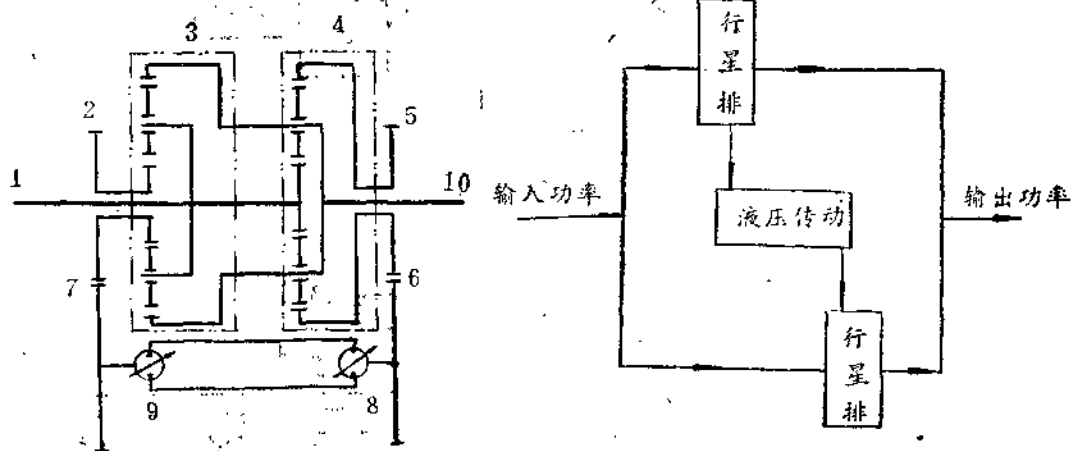


图5 双行星排分流传动系统原则简图

1—输入轴；2、7—齿轮付；3、4—行星排；5、6—齿轮付；8、9—油泵-油马达；10—输出轴

双行星排液压-机械分流传动的原则和系统简图示于图5。功率由输入轴1输入，轴1与行星排3的行星轮框架以及行星排4的太阳齿轮相连接成为一体，液压传动的油泵和油马达8、9

是由行星排3的太阳齿轮通过齿轮付2和7，以及行星排4的大齿圈通过齿轮付5和6相连接。液压功率流和机械功率流汇合到输出轴10输出。它的典型特性见图6。图上1为输出扭矩特性；2为输出功率特性；3为液压传动传递的功率特性。点A为闭锁行星排4时的工况点，点B为闭锁行星排3时的工况点。在点A和点B，液压传动功率均为零，可获得最佳传动效率。这种传动型式结构复杂，只用于迫切需要高效率范围宽的情况。

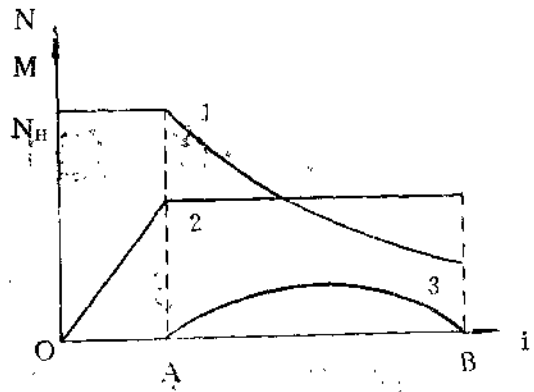


图6—双行星排分流传动典型特性

正确选择系统方案、行星排结构性能参数、传动齿轮付的传动比；液压传动的结构和性能参数是满足总体性能要求，获得高效率 and 良好使用性能的重要条件。

第一章 船舶减摇装置

第一节 概 述

舰船在海洋中航行，由于经常受到风浪的影响而产生剧烈的颠簸。这种颠簸从理论上分析是由六种运动状态混合而成——沿纵轴XX进退，沿横轴YY横荡，沿竖轴ZZ升沉，绕横轴纵摇，绕纵轴横摇，绕竖轴首摇。（见图1—1）。

实际上，对船舶影响最剧烈的是绕纵轴横向摇摆。遇到恶劣海况，船舶横向摇摆角度 φ 最大可达到偏离零位40度左右，它对船员的正常工作，航行安全，装载货物的完整率均有极大影响；对于客轮来说，将严重影响旅客的健康和旅途生活的舒适。在舰艇上使武器的瞄准和射击产生很大困难，影响战斗力充分发挥。剧烈的横向摇摆甚至可能引起翻船。

船舶的剧烈颠簸会使它的航向发生偏离，并使航速减低。

一般情况，船舶的纵向摇摆角度最大为10度左右，但为减小纵向摇摆所需要的力矩和功率比减少横向摇摆要大得多。所以目前在舰艇和船舶上主要着力减小横向摇摆。

减小船舶横向摇摆的装置种类有：减摇水舱；减摇重锤；减摇鳍等。

减摇水舱是在船体两舷腹最大处，分别装有水舱，底部以管路连接，舱内注入适量的水。

被动型减摇水舱没有任何动力，利用水的物理运动，当船体受横波作用发生摇摆时，在滞后 $\frac{1}{4}$ 周期的时间内，箱内水开始向变高的舷侧移动，形成一个平衡力矩，起减摇作用。见图1—2a)

主动型减摇水舱是在管路上安装一个轴流泵，由陀螺发出摇摆信号使轴流泵将水引向减

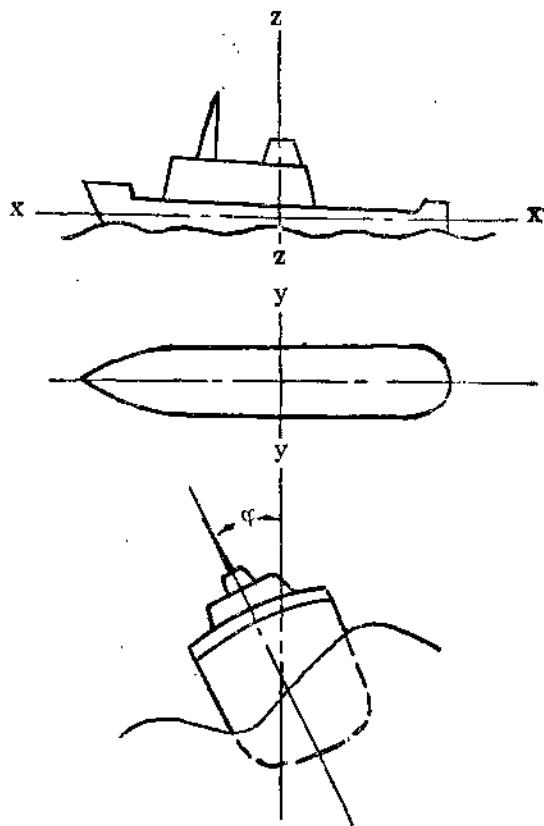


图1—1 船舶摇摆状态

少横摇的方向。见图1—2b)

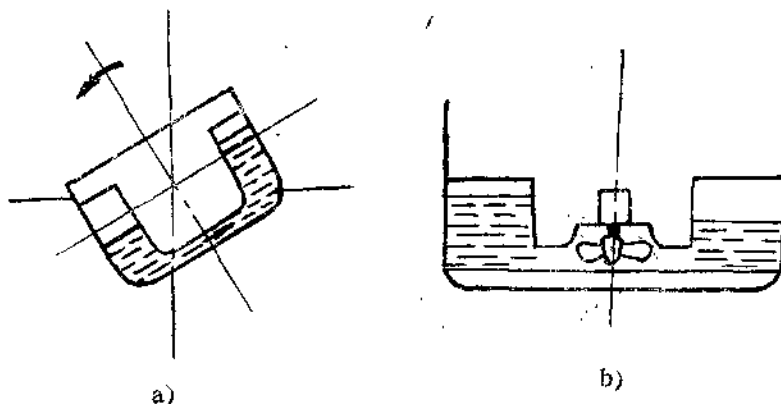


图1—2 减摇水舱

减摇水舱虽然具有结构简单、制造成本低，维护保养方便，在船停泊时也有同样的减摇效果等特点，但是在航行中其效果与船舷两侧安装减摇鳍的方式相比较要差。采用减摇鳍的舰船在波涛汹涌的海洋上航行时，可以稳定在横向摇摆角度 1° 至 2° 的范围内平稳前进，并且它具有重量轻，体积小，灵敏度高等优点。

减摇重锤是使重锤W在导轨上移动，产生减摇力矩。见图1—3。

减摇鳍可以分为不可收放式和可收放式两种。一般在小型舰船上装备不可收放式减摇鳍。

所谓不可收放式减摇鳍是指鳍与船体的相对位置是固定的，鳍无论使用与否，总是伸出在船体外，这种不可收放式减摇鳍体积小，重量轻，结构简单，制造成本低，一般整套装置的总重量只占船舶排水量的0.5—1%。它的缺点是在不使用减摇鳍的情况下，影响船舶航行速度。可收放式减摇鳍是指鳍在不使用的情况下，可以收进到船体的鳍箱内，这样就可以减小航行阻力。并且在

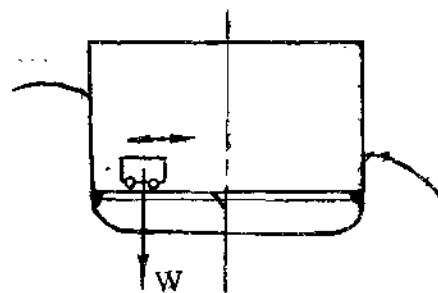


图1—3 减摇重锤

设计时可收放式鳍的结构方案更为合理，如鳍片的长度可允许超出船的最大型宽，在进出港口和复杂航区时予以收藏，不会碰撞而损坏。我国远洋客轮“耀华”号采用可收放式减摇鳍。

装有减摇鳍的船舶，在平静的海面上行驶，外伸的鳍片会增加一些阻力，但是影响很小。在大风大浪中行驶，安装减摇鳍的船舶航速将会超过不安装减摇鳍的船舶。有这样的实际例子，几艘同类型的船同时出发开往目的地。途中遇到大风大浪，不装减摇鳍的船舶东摇西摆，螺旋桨时常露出水面，效率降低，行驶艰难，并且使航向偏离航线。而装有减摇鳍的船舶启用减摇鳍后，平稳地破浪前进，航速较不装减摇鳍的船舶明显高，因而提前两小时到达目的地。采用船舷两侧安装减摇鳍的方法来稳定船舶的横向摇摆是在第二次世界大战中才发展起来的，它目前不仅应用在巡洋舰、护卫舰等军用船上，而且在客船、集装箱货船，海峡渡轮及游船等民用船舶也已经日益广泛的应用。有些国家已经将它列为船舶的常用装备。

稳定船舶横摇的减摇鳍装置是一套电-液随动控制系统，它的组成一般可以分为三部分：

1. 控制信号部分——包括陀螺仪，信号转换器和电气信号的合成放大装置。船舶横向摇摆时，陀螺仪反应出表徵摇摆工况的运动参数，并将它转换为电气信号，然后经过电气装置的综合和放大后输出，作为控制减摇鳍动作的指挥信号。

2. 液压伺服系统——将微弱的电气输入信号经转换和放大成为功率强大的液压能量输出，推动减摇鳍工作。它包括电液伺服阀、液压伺服放大器、各种控制阀件和整个液压系统。

3. 执行机构部分——包括直接转动鳍片的液压马达和与水流相对作用产生扶正船舶的反作用力矩的鳍片。

第二节 横摇的产生和稳定力矩

船舶在平静的海面上行驶，由于重心G和浮心B均位于船舶横截面的垂直中心线上，重力G和浮力F同一条直线上相互平衡，船舶不产生横向摇摆，行驶是平稳的。

当船舶在航行中遇到风浪，波浪倾斜作用在船舶上，如图1—4所示，这样就使船舶的浮力中心B发生移动，由B移到B'，因此产生一个使船舶横摇的扰动力矩 $M_r = G \cdot a$ 。

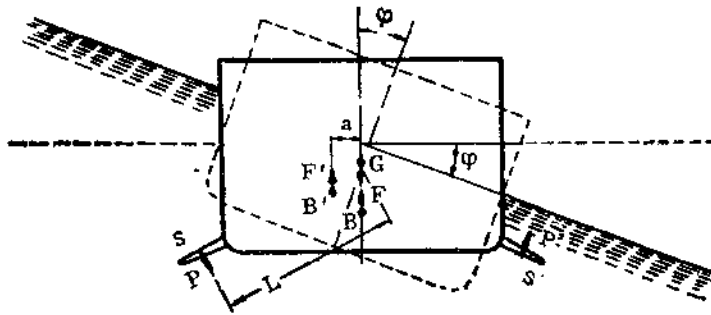


图1—4 横向摇摆与稳定力矩

海上状况越恶劣，波倾角越大，船舶摇摆也越激烈。波倾角 $\varphi = \frac{180h}{L}$

式中：h——由波峰到波谷的高度；

L——波长。

M_r 是船舶产生横摇的动力因素，G为船舶的重量，a为力偶距。扰动力矩 M_r 力图使船舶转动到虚线位置。由于力偶距a随波浪倾角 φ 的增加而加大，因此，风浪越大，扰动力矩越大，横摇越厉害。为了使船舶在风浪中航行时尽可能保持平稳，减少摇摆的幅度，就需要有一个足够大的与扰动力矩方向相反，起扶正船舶作用的反作用力矩，这个力矩称为稳定力矩或扶正力矩。若在舱底线高度两侧各安装一个鳍片S（见图1—4），则船舶以某一速度行驶时，由于水流对鳍片的相对作用，在鳍片上产生升力P或迫降力P，力P对船舶重心形成

一个扶正船舶的稳定力矩 M_s ，方向与 M_r 相反。当两侧鳍片一个向上，另一个向下转动时，产生一对方向相反的 P 力，因此 $M_s = 2PL$ ， L 为升力或迫降力 P 到船舶重心位置的作用力臂。

鳍片与水流相对作用形成升力或迫降力 P 的原理是这样的：假设鳍片是由主鳍1和襟翼2所组成。如图1—5所示，当船舶以速度 v 航行时，鳍片相对于水的速度亦为 v （不考虑水流的速度）。当鳍片纵向中心线与相对水流速度 v 平行，即两者夹角 $\alpha = 0$ 时，如图1—5a)所示，则绕鳍片两侧流过的水流情况上下两侧基本相同。因此，在鳍片上下两侧的作用压力基本平衡，不形成升力或迫降力。若将鳍片的主鳍与襟翼转动一个角度，使鳍片的纵向中心线相对水流速度 v 之间形成一个倾角 $+\alpha$ ，如图1—5b)所示，这样，鳍片上下两侧水流的状况就不相同了，鳍片上侧流道通畅，阻力小，因而流动速度快，水压力较低；鳍片下侧流道拥挤，迎流面产生阻力较大，因此流动速度慢，水压力较高。这样在鳍片上、下两侧形成一个压力差，在鳍片面积上就产生一个向上的升力 P 。相反，若将鳍片向相反方向转动一个倾斜角度 α ，如图1—5c)所示，则鳍片上、下两侧水流工况正好与上述相反，鳍片上侧水压力大，下侧水压力小，形成一个由上向下的迫降力 P 。

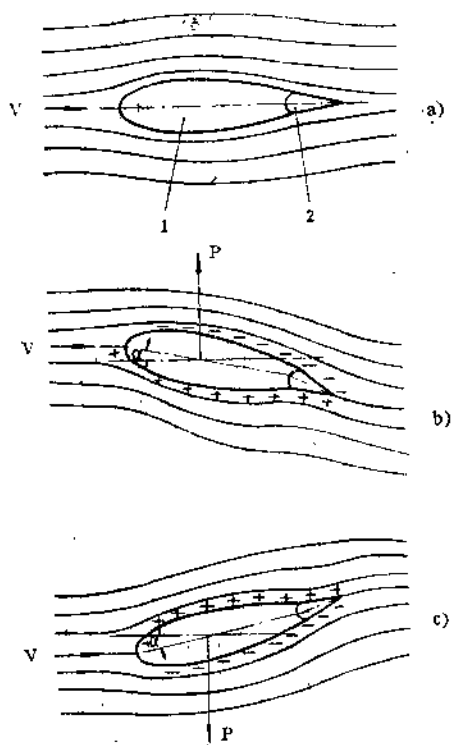


图1—5 鳍片与水流的相对作用

1—主鳍；2—襟翼

鳍片上的升力或迫降力 P 的计算公式为：

$$P = \frac{\rho}{2} \cdot C_A \cdot F \cdot v^2 \cdot \alpha \quad (1-1)$$

式中： ρ ——水的密度；

C_A ——鳍的升力系数；

F ——鳍面积；

v ——船舶航行速度；

α ——鳍片的倾角。

$$\text{因此} \quad M_s = \rho \cdot C_A \cdot F \cdot v^2 \cdot \alpha \cdot L \quad (1-2)$$

$$\text{令} \quad K = \rho \cdot C_A \cdot F \cdot L \quad (1-3)$$

$$\text{则} \quad M_s = K \cdot v^2 \cdot \alpha \quad (1-4)$$

当水的密度、升力系数，鳍的面积和安装位置一定时，系数 K 为一常数。那么由公式(1—4)可知，稳定力矩 M_s 将与船舶航速 v 的平方成正比，并与鳍片倾角 α 的大小成比例。因此，在航速一定的情况下，通过改变鳍片倾角 α ，可以获得与海况相适应的稳定船舶横摇所需要的稳定力矩。同时公式亦表明在船舶航速高时使用效果好。

由试验得知，带襟翼的鳍与不带襟翼的鳍相比较，在面积相同的条件下，前者能够使升