

U 666

343045

Z90

船机桨工况与配合

朱树文 陆志强 编



上海交通大学出版社

第一章 船机桨工况配合概述

从船舶原理等有关课程中知道,船舶在水中航行时将受到水的阻力,需要推进器提供推力来克服它,使船舶能在某一个稳定的航速下航行。而推进器要产生推力,就需要主发动机提供旋转变矩以克服推进器受到的水动阻力矩,使推进器能在某一个稳定的转速下运转,这样就构成了船机桨的能量转换系统,可以认为,船机桨的能量转换系统按图1-1-1所示的物理模型进行转换,即主发动机输出能量(通常是扭矩 $\times$ 转速),传动设备将能量传递给螺旋桨,螺旋桨把这旋转形式的能量转化成推力,以此推力克服船舶航行时所受到的阻力,使船舶在相应的航速下稳速航行。

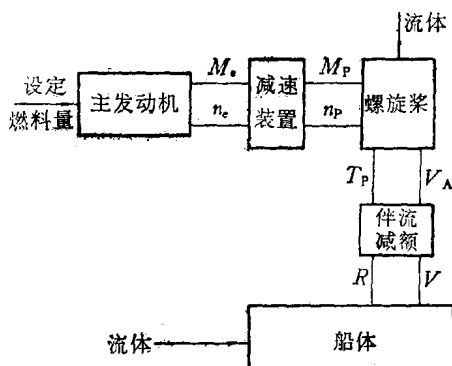


图1-1-1 能量转换系统物理模型

图1-1-1所示的船机桨的能量转换系统物理模型概括了整个系统的能量转换过程。船机桨工况与配合是研究船舶在各种航行条件下,能量转换过程中的特性变化及其规律,从而找出最佳参数和最佳转换过程,得到一个最经济的,具有最好营运经济性和投资效果的设计方案。并且,这种方案中的各个部件在所有的特定航行条件下都能胜任工作。有了这样的设计方案,在完成给定的航运任务的情况下,使消耗的能量减小到最低限度。所以,在能源短缺的形势下,以节能的观点研究推进装置的最佳能量转换是非常

重要的课题，是船舶发展的方向之一。世界各国都在大力研究和设计节能船舶，动力装置和各种系统。节能对我国的四化建设具有战略意义。

研究船舶营运经济性可知，船舶是一门综合性的科学技术，影响营运经济性的因素很多，很难使每一个因素都得到满意的结果。决定船舶营运经济性的主要因素有：

- 1) 燃料费用；
- 2) 船员费用；
- 3) 维修保养费用；
- 4) 造价折旧费用；
- 5) 物料费用；
- 6) 企业管理费用；
- 7) 港口费用。

将上述因素概括起来可分为两大类：即船舶本身的经济性能和企业管理水平及其效率。

船舶本身的经济性能决定于船体方面的性能和动力装置方面的性能。船体性能：包括装载量大、航行阻力小、推进效率高、装卸快及造价低等特点；动力装置性能：它具有足够的功率、燃料消耗少、维修保养简便、动力装置重量轻尺寸小、使用期长、造价低的优点。可见，影响营运经济性的因素非常多，是一个很复杂的问题。

船机桨工况与配合主要是研究推进装置的运转经济性。通常评价推进装置运转经济性的指标是推进装置的耗油率，每公里航程的燃油消耗量和每航次的燃油消耗量。所谓推进装置耗油率是指螺旋桨吸收一千瓦小时能量所消耗的燃油量。

推进装置中消耗燃油的设备有：

- 1) 主发动机以及为推进装置服务的轴带辅机(燃油泵、滑油泵及冷却水泵等)；
- 2) 为推进装置服务的由电动机驱动的辅机；

3) 为推进装置服务的由辅助锅炉提供热能的辅助设备(如燃油加热所需的蒸汽等)。

当船舶以给定的航速航行时, 每航次的推进装置燃油消耗量为

$$B = B_{zh} + \Sigma B_1 + \Sigma B_2 \quad (\text{kg/每航次})。$$

式中: B_{zh} 为每航次主发动机驱动螺旋桨所消耗的燃油量; ΣB_1 为为推进装置服务的由电动机驱动的辅助机械每航次的燃油消耗量; ΣB_2 为为推进装置服务的由辅助锅炉提供热能的辅助设备每航次的燃油消耗量。

众所周知, 推进装置的燃料消耗量主要取决于推进功率的燃料消耗量。因此, 为提高推进装置运转经济性, 对这部分能量消耗应给予特别注意。推进装置的运转经济性首先与推进系统各部件的效率、组成方案和工质的参数有密切关系。但是, 还应当提高和改善为推进装置服务的辅助机械和设备的效率、组成方案和工质参数。特别是当它们的功率比较大的时候。

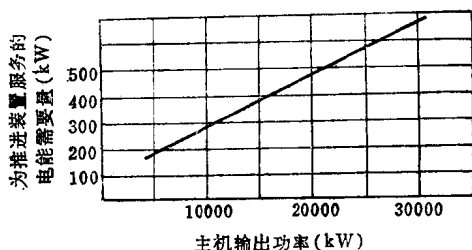


图 1-1-2 推进装置电能需要量与主机输出功率的关系

典型的柴油机推进的散装货船, 以主发动机的正常使用工况为基础的、为推进装置服务的电能和热能需要量, 如图 1-1-2 和图 1-1-3 所示。

运转实践说明, 为推进装置服务的电能和热能消耗量只占推进装置消耗能量的很小部分。

为了分析装置的能量转换关系, 以及推进装置的每航次燃料

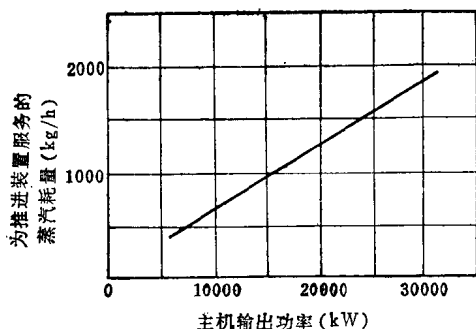


图 1-1-3 推进装置热能需要量

消耗量与有关参数的函数关系,则要计算出每航次燃料消耗量 B , 其公式为

$$B = N_E \cdot g_e \cdot t / (\eta_c \cdot \eta_R \cdot \eta_H \cdot \eta_o) + \Sigma N_{Ei} g_{ei} \cdot t / (\eta_{mi} \cdot \eta_D \cdot \eta_F) + \Sigma \alpha B_o \cdot t \quad (\text{kg/航次})$$

式中: N_E 为船舶在给定航速下的有效功率(kW); N_{Ei} 为由电动机驱动的辅机所需的有效功率(kW); g_e 、 g_{ei} 分别为主辅机在相应工况下的耗油率(kg/(kW·h)); η_c 为传送效率; η_R 为相对旋转效率; B_o 为辅助锅炉单位时间(小时)的燃油消耗量(kg/h); η_H 为船身效率; $\eta_H = 1 - t/1 - w$; η_o 为螺旋桨的敞水效率; η_m 为辅机的机械效率; α 为辅助设备热能需要量占辅助锅炉产热量的份额; t 为每航次航行时间(h); η_D 为电动机效率; η_F 为发电机效率。

由上述关系式看出,要获得最高的运转经济性,一方面取决于船机桨本身的性能,另一方面与合理地选择推进装置型式,充分利用船机桨的配合特性有着密切关系。所以,除了提高船机桨的性能参数外,还必须研究船机桨之间的配合特性。

实验表明,只是孤立地将推进器设计得十分完善,并且,从拖曳阻力的观点来看,船型线也很理想。但是,推进器和船型线配合得不当,那么,推进效率的损失有可能达到 40% 至 50%。

同样,推进器效率可以达到很高的水平,而主发动机的效率也

很高,但是,如果机桨之间的特性,没有实现合理的配合,那么,推进效率也会下降 30% 至 40%。

所以,要研究整个推进系统的配合问题,即船尾型线,附体结构,舵和推进器之间配合的最优化问题。

众所周知,对一个动力装置设计师,固然要最大限度地满足船舶提出的技术指标,然而,实际中并不是都可以得到满意的结果。因为主发动机,传动设备及推进器的性能参数都存在局限性。通常情况下各种部件的性能参数,只在某一负荷范围内才是优良的,离开此范围,性能均下降。而且,主发动机,传动设备和螺旋桨所能提供的型号也是受限制的。使设计出来的性能参数在实际上并不一定都能提供。因此只有通过研究船机桨特性的配合,才能最终判断对于某种用途的船舶,采用什么样的推进装置型式是最合理的。

我们知道,船舶动力装置的工作条件不同于固定式动力装置,它的突出特点要在很宽广的负荷范围内稳定工作,不仅船速或螺旋桨转速变化很大,而且,船的负荷变化也很大,还有很多随机变量,如风浪、污底、机桨效率变坏等,都直接或间接地影响推进装置的运转特性,甚至工作遭到破坏。所以,除研究正常航行条件(指设计条件)下的配合特性,取得最好的性能外,还必须研究部分负荷下的配合特性变化规律,力争取得较满意的特性。对大部分时间在部分负荷下运行的船舶具有特别重要的意义。

计算出每航次的燃料消耗量之后,根据定义,推进装置的耗油率为:

$$b_e = g_e / \eta_c + [\Sigma N_{Ei} g_{ei} / (\eta_m \cdot \eta_D \cdot \eta_F) + \Sigma \alpha B_o] / N_P \quad (\text{kg}/(\text{kW} \cdot \text{h})).$$

式中, N_P 为螺旋桨的收到功率(kW)。

若不考虑为推进装置服务的辅助机械和设备的燃料消耗量,可用下式表示:

$$b_o = g_o / \eta_o \quad (\text{kg}/(\text{kW} \cdot \text{h})).$$

分析上式表明,推进装置的耗油率与主发动机功率的绝对值无关,主要取决于主发动机的耗油率和传动设备的传送效率。

每公里航程的燃料消耗量按下式计算:

$$b_M = B/S \quad (\text{kg/km}).$$

式中, S 为船舶每航次的航程(km)。

考虑到 $S = V \cdot t$ 和 $B = N_e \cdot g_e \cdot t$, 则上式可化为以下形式:

$$b_M = (N_e g_e) / V \quad (\text{kg/km})$$

或
$$b_m = (N_P b_e) / V \quad (\text{kg/km}).$$

由此看出,当减小推进装置耗油率时,每公里航程的燃料消耗量 b_M 也随着减少,也就减少燃料储备量,因此可以增加船舶的装载量。此外,燃料储量的减少,就可以把船的排水量的更大份额分配给动力装置,从而增大它的功率和最终提高船舶的航速。

由此,原则上证明了减少推进装置的耗油率可以增大船舶的航速、续航力或装载量,因而也可以加快货物的周转量和降低营运成本。

同样,在保持给定的航速条件下,若能减小主发动机的输出功率 N_e 时,会显著地减少燃料消耗量的燃料储备量,从而降低船舶的营运成本。

如同前述,合理选择运输船舶的推进装置类型的主要准则,是该装置能保证给定的每吨漕货物的营运成本。对于一定排水量、船速和续航力的船舶,营运成本不仅与装载量有关,而且与燃料消耗量和燃料价格有关。所以,在一般情况下,虽然耗油率 b_e 较大,但使用廉价燃油的装置,仍可以降低每吨漕的营运成本,因而这种装置对运输船舶是最合理的。

当推进装置处于部分负荷工作时(如功率改变),装置的经济性也随之改变。减小装置功率(如降低航速)通常会使耗油率增加,这是因为装置的各组成部件的工作状态均偏离了设计值所致。但是考虑到所需的功率会减小,因此,按每漕航程的燃料消耗量的计算公式,每漕航程燃料消耗量随着装置的功率减小而降低,达

到某一最小值后又开始增加，如图 1-1-4 所示。很明显，在燃油储量不变的情况下，船舶在不同航速下的续航力是不同的，当每涅航程的燃料消耗量最小时可达到最大续航力（如图 1-1-4）。

由于上述特性，显然对于不同用途的船舶，必须从不同的观点来解决设计工况的选择问题。例如，对于在固定航线上以给定航速航行的商船，设计工况通常选为船舶的全速工况（即装置的全功率工况）。对于大部分时间以低航速航行，而仅在某些时间内以全速航行的船舶，则选取低航速工况作为设计工况，而选取船舶的全速工况作为决定装置的基本设计工况。

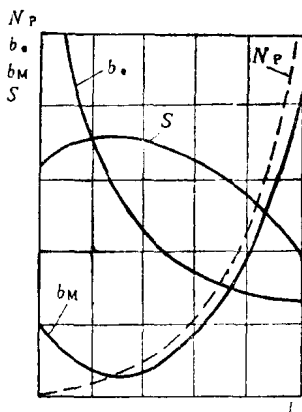


图 1-1-4 推进装置特性与航速的关系曲线

显而易见，如果说在第一种情况下主要是全力降低全速工况下的耗油率和功率，那么，在第二种情况下是降低低航速工况下的耗油率和功率，要达到这一点，在设计过程中可用不同的方法，例如选择适当的推进装置方案和特性参数等。

综上所述，船机桨系统构成一个有机的整体，它们之间在运转过程中相互配合得好坏，关系到能量转换的优劣。

以柴油机推进装置为例，船机桨之间的配合是否完善将影响到柴油机能否发出其额定功率，并且是否处于最佳工作状态；螺旋桨能否全部地吸收柴油机的额定功率，以及是否最有效地将旋转能量转化成有效的推力。

如果螺旋桨设计不当或机桨选配不当，主机功率经常发不足，或者主机超负荷，使主机不能在额定点工作。如主机的转速已达到额定值，但此时螺旋桨所吸收主机的扭矩尚未达到柴油机的额定扭矩。如果要使螺旋桨吸收主机的额定扭矩，势必要提高螺旋

桨的转速。这又受到主机额定转速的限制。所以,在这种情况下,螺旋桨无法吸收主机的额定扭矩,也就是说,螺旋桨不能吸收主机的额定功率,致使柴油机功率不能充分利用,船舶也达不到设计航速,通常所谓螺旋桨“轻”了,见图 1-1-5(a)。图中曲线 1 表示螺旋桨的推进特性曲线,曲线 2 是主机的额定外特性曲线, N_{eH} 和 n_H 分别表示主机的额定功率和额定转速。

经常出现的另一种情况是螺旋桨吸收的扭矩已达到主机的额定扭矩,但此时主机的转速尚未达到额定转速。如果要使主机转速达到额定值,螺旋桨必须提高转速,这样又使螺旋桨的扭矩超过主机的额定扭矩,迫使主机超负荷,将破坏主机的工作。所以,同样会使螺旋桨不能全部吸收主机的额定功率,船舶也达不到设计航速。这通常称螺旋桨“重”了。这种情况见图 1-1-5(b)。出现上述情况的原因就在于机桨配合不当。由此可见,螺旋桨和主机在设计工况下的最佳配合是极为重要的。

实际航行的船舶中,机桨选配不当的情况是很多的。调查几类运输船舶的主机的运行工况可知,虽然主机的实际使用功率仅为额定功率的 60% 至 70%,一旦阻力略有增加(如风浪影响等)

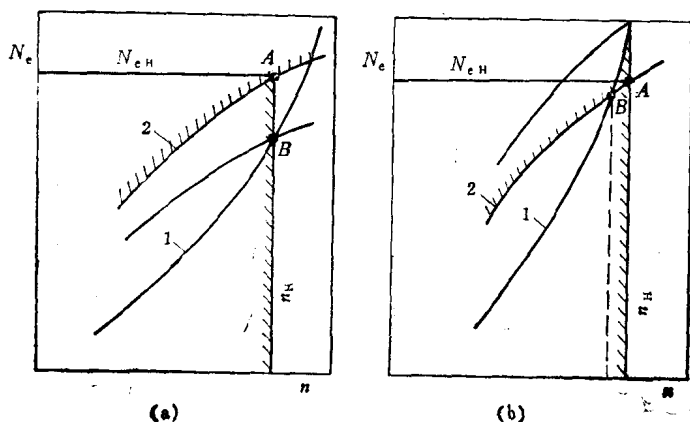


图 1-1-5 机桨配合特性线图

主机就出现超负荷状态,影响了主机的正常运行。而某些舰艇也常出现主机在额定转速时冒黑烟。特别是舰艇使用一段时间后,主机经常发生故障,经常进厂维修。有时被迫停航,直接影响了各项基本任务的完成。分析其原因,主要是舰艇在实际使用中排水量增大(超过正常排水量),舰体有污底和风浪等因素使船舶阻力增大,致使主机超负荷运转,影响了主机工作的可靠性和使用寿命。

鉴于上述,推进装置总体设计就是要从船机桨的配合特性出发,合理地选配船机桨的特性参数,实现船机桨的最佳配合,保证船机桨在最佳状态下运行。就是说,寻求一个设计方案,以实现推进装置的能量最佳转换。

此能量转换过程的基础是能量守恒关系,是建立在船机桨运转相互平衡的基础上的。这种平衡关系表现在两个方面:运动的平衡关系;动力的平衡关系。为了说明船机桨系统的相互关系,通常采用下列相互影响的系统来描述:

船体——可由阻力与航速曲线 $R = R(V)$ 或有效功率与航速曲线 $EHP = EHP(V)$ 来描述;

螺旋桨——可通过两个方程来描述:

1) 螺旋桨扭矩与螺距比和进速系数的关系 $M_p = M_p(H/D, J)$ 或由它的无因次形式 $K_Q = K_Q(H/D, J)$ 表示;

2) 螺旋桨推力与螺距比和进速系数的关系 $T_p = T_p(H/D, J)$ 或由它的无因次形式 $K_T = K_T(H/D, J)$ 表示。

而螺旋桨的进速与转速的关系,在量值上还应满足 $J = V_A / (n_p \cdot D)$ 。

自航要素——可通过伴流分数 $w(V)$, 推力减额分数 $t(V)$ 和相对旋转效率 $\eta_r(V)$ 来描述。

主发动机——可由扭矩与转速和耗油量的函数曲线 $M_e = M_e(n_e, b_e)$ 或轴功率与扭矩和转速的函数曲线 $N_e = N_e(M_e, n_e)$ 来描述。

减速装置——可由扭矩方程 $M_{GO} = f(M_{GI})$ 和转速方程 $n_{GO} = g(n_{GI})$ 来描述。当减速装置是一种线性装置时, 输出扭矩 M_{GO} 与输入扭矩 M_{GI} 满足 $M_{GO} = M_{GI} \cdot i$, 其中 i 是传动比。输出转速 n_{GO} 与输入转速 n_{GI} 满足 $n_{GO} = n_{GI}/i$ 的关系。

根据上述各表达式, 从图 1-1-1 中可看出, 各系统的平衡必须满足以下关系:

船体和螺旋桨的关系是根据有效推力 (或阻力)-航速特性或有效功率-航速特性来工作的。螺旋桨发出的有效推力应等于船舶在该航速下的阻力。考虑到伴流的影响, 船速与螺旋桨的进速应成一定的关系。上述关系的数学表达式为:

$$R(V) = \Sigma T_P(H/D, J)(1-t)$$

$$\text{或 } EHP(V) = \Sigma T_P(H/D, J)V_A(1-t)/(1-w),$$

$$V_s = V_A/(1-w)。$$

主发动机和螺旋桨的关系是按功率-转速特性或扭矩-转速特性来工作的。主发动机发出的功率(扣除全部传动损失)等于螺旋桨吸收的功率, 并且以共同的转速来运转, 即

$$\Sigma N_e(M_e, n_e) \cdot \eta_c \eta_r = T_P(H/D, J)V_A(1-t)/(1-w),$$

$$\Sigma M_e(n_e, b_e) \cdot \eta_c \eta_r = M_P(H/D, J)。$$

对于主机通过齿轮箱驱动螺旋桨的情况,

$$\Sigma M_e(n_e, b_e) \cdot \eta_c \eta_r \cdot i = M_P(H/D, J),$$

$$n_e/i = n_P。$$

船、主机和桨三者的能量守恒关系, 可以指示三者任意一个特性的变化必然会影响到其他两者的运转状态。当实际航行情况发生变化时, 如船体污底、风浪、装载程度及拖曳对象等的任一变化, 都将引起船体阻力的变化; 多机并车部分机工作以及轴带辅机负荷的变化, 使输入到推进系统的能量发生变化; 螺旋桨推进器叶片的变形, 由空泡引起的点蚀和磨损等将引起桨的性能变化。这三者工作特性的任一变化都将打破三者原先的良好配合。因为船的航行状态变化会影响船体的阻力, 阻力的变化又导致船桨之间失去

动力平衡,随之影响船的航速,航速变化又影响螺旋桨所吸收的功率,又迫使机桨之间失去动力平衡,因而主机的转速发生变化,转速变化又影响了主机的输出功率,由此相互影响直至三者平衡于新的工作状态,即平衡于另一转速和航速。

讨论三者间的能量平衡关系, N_e 最方便的方法是利用三者的特性曲线,即用一根主机的驱动功率-转速特性线和一根螺旋桨的负荷功率-转速特性(或两者均用扭矩-转速特性线),以相同的坐标系进行。如图 1-1-6 表示的驱动-负荷平衡图。图中曲线 1 表示主机驱动功率-转速特性线;曲线 2 表示螺旋桨负荷功率-转速特性线;点 A、 B_1 和 B_2 均是主机与螺旋桨的功率、转速平衡点。

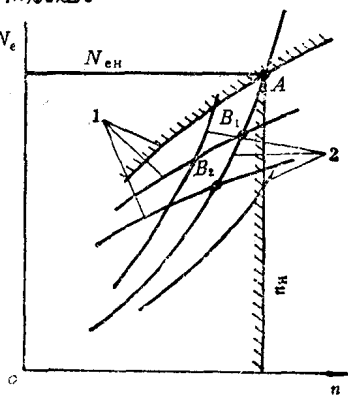


图 1-1-6 驱动-负荷平衡图

根据能量守恒关系,机桨只有工作在两根曲线的交点上才能平衡而稳定的工作,其他状态都处于不稳定。讨论柴油机功率转速特性时已知,柴油机的功率转速特性随着喷油量的变化,具有一组负荷不同的功率转速特性线,在相应的状态下相交,可以获得若干个平衡点。螺旋桨的负荷转速特性线又随着船舶的航行状态的不同,也具有一组负荷转速特性线,就是说,船舶在一定的航行状态,螺旋桨就具有相应的负荷转速特性线。两组特性线在相应的位置上相交,以获得不同航行状态下的稳定工作点。但是,以柴油机作为船舶主机的推进装置,若按螺旋桨的推进特性线运转,与柴油机的外特性不相协调(见图 1-1-6),不管航速改变还是航行状态的变化,柴油机都不能在额定负荷下工作,必须调整柴油机的工作参数来适应螺旋桨的推进特性。对于以燃气轮机装置和联合动力装置作为推进装置的也有相同的情况。所以,在设计推进装置时,应充分掌握机桨工作参数及其特性的差异,谋求比较合理

的配合特性,以提高整个推进装置的技术性能。

由此可见,推进装置的工作特性与主发动机的特性,螺旋桨的推进特性和船体的阻力特性有关,当工况变化时,是它们综合变化的结果。因此,推进装置的工况配合特性都是以主发动机特性、螺旋桨的推进特性和船体的阻力特性为基础的。为此,重温一下船、机和桨的特性是必要的。

第二章 船、机和桨的工作特性

§2-1 船舶柴油机的工作特性

柴油机用于舰船，除了在舰船电站中作为原动机驱动发电机外，是作为主发动机带动推进器工作。我们在此仅讨论作为推进主机的柴油机的工作特性。

由于舰船经常要在不同工况下航行，主机就必须适应舰船的特点，即能在较大的工况范围内工作。这就迫使主机的动力参数、热力参数和性能参数发生很大变化。因此在研究船、机和桨工况与配合之前，必须了解和掌握柴油机在不同的船舶航行工况时，其动力参数(N_e , M_e , p_e , ...)、热力参数(t_e , ...)、性能参数(g_e , η_i , η_m , ...)等随转速 n_e 变化的规律。也就是所谓的柴油机工作特性。在工程上通常用曲线图表示这种变化规律，因此就称这些曲线为柴油机的特性曲线或性能曲线。鉴于柴油机的特性参数很多，因此在实用上根据不同的要求组合成不同类型的工作特性，以表示和说明柴油机的各种性能。为了说明柴油机特性，引用柴油机的有效功率 N_e 的表达式；

$$N_e = n_e i V_h p_e / (30000 \tau) \quad (2-1-1)$$

其中： V_h 为柴油机气缸工作容积 (cm^3)； i 为气缸数； τ 为冲程数； p_e 为平均有效压力 (MPa)； n_e 为柴油机曲轴转速 (r/min)。由式 2-1-1 可见，当柴油机型式和几何形状一定时，可简写为以下关系式：

$$N_e = c p_e n_e \quad (2-1-2)$$

式中， $c = i V_h / (30000 \tau)$ 是一常数。

式 (2-1-2) 表示当柴油机的气缸容积，气缸数和冲程数确定

时,柴油机的有效功率是平均有效压力和转速的函数。因此,使运转中的柴油机的有效功率发生变化不外乎三种方法:①平均有效压力保持不变,而改变转速;②平均有效压力和转速同时变化;③转速保持不变,而改变平均有效压力。

柴油机按上述第一种情况运转,即只改变曲轴转速,而平均有效压力保持不变(使每循环的喷油量不变,即固定油泵齿条位置,作为达到平均有效压力不变的措施)时,在试验台上测出的性能参数、动力参数和热力参数随转速的变化关系,称为速度特性。一般把速度特性通称为外特性,而全负荷速度特性也就是通称的额定外特性。

根据第二种情况运转,即平均有效压力和转速都变化,当柴油机直接或间接驱动螺旋桨以推进船舶时,其平均有效压力和转速都在广阔的范围内变化,以适应船舶的不同装载、航速、海况、航道和气象情况的要求,柴油机发出的有效功率(或有效扭矩)与曲轴转速间的关系称为推进特性。

为了在试验台上测得柴油机在不同转速下可能发出的最大功率即所谓极限功率,需要变动每循环的喷油量,使柴油机在各种转速下达到最大可能的平均有效压力。在这种条件下得到的有效功率与转速的关系,也属于第二种情况。实际上,把柴油机的平均有效压力和转速同时变化,而且平均有效压力达到最大可能值的情况下,测得的有效功率与转速的关系称为极限速度特性,一般又称为极限外特性。此外,在试验台上把柴油机的平均有效压力按不同规定加以限制时,测得的有效功率与转速的关系称为限制特性。

柴油机按第三种情况运转,即柴油机的转速保持不变,只允许平均有效压力发生变化,这样测得的性能参数、动力参数和热力参数随 p_e 变化的关系称之为负荷特性。

除了上述几种运转特性外,还有在柴油机上装有各种调速器的运转特性、起动特性以及由负荷特性引出的万有特性等。这些

特性都是根据运转需要，可以在试验台上或是在船上加装必需的设备后实际测到。

在全面衡量一台给定用途的柴油机性能指标时，不但要看它标定功率下各种指标的高低，同时还要看它在变工况运转时的各种参数变化和有关性能指标的数值，以判断它在变工况时是否符合使用要求。离开了柴油机的变工况特性而光从标定功率工况下的性能指标来衡量该机在不同使用场合下的先进性和适用性是不全面的。在测出柴油机特性曲线后，就可以很方便地评价柴油机在不同工况下的动力性能和经济性能，同时也可以分析柴油机在各种工况下运转的可能性和适应性。因此，柴油机的特性对于产品的调整、改造和合理地选择及使用都非常重要。下面根据船机桨工况与配合的需要对上述特性及有关问题进行讨论。

1. 柴油机的速度特性

速度特性通常是用实验方法在工厂或试验台上测定的。在试验台上测量速度特性时，把喷油泵的调节机构(齿条或拉杆)的位置固定不变，改变柴油机的负载，使柴油机的转速变化。在这样的条件下测到的柴油机性能参数、动力参数和热力参数随其转速的变化关系，称为柴油机的速度特性。由于喷油泵调节机构位置的不同，即喷油泵柱塞有效行程的不同，使每循环进入气缸的喷油量不同，则可测得不同的特性曲线。如果在测量速度特性时，改变喷油泵调节机构的位置，使柴油机在相应的转速下发出最大可能的功率，这时测得的柴油机性能参数、动力参数和热力参数随转速的变化关系称为极限速度特性。如果把喷油泵调节机构固定在标定功率喷油量的位置上，所测得的柴油机特性称为全负荷速度特性。由于国家标准规定的标定功率有四种，因此，通用的全负荷速度特性也有四种。由于速度特性是用实验方法在工厂或实验室的试验台上测定的，它的性能参数、动力参数、热力参数跟转速的关系与柴油机应用时的负载无关。所以，柴油机的速度特性是

它本身固有的特性。根据柴油机所要确定的界限的不同,通常,速度特性有如下几种:

(1) 极限速度特性

极限速度特性随着柴油机增压和增压方式的不同而不同。对于非增压柴油机,其速度特性是在柴油机运行转速范围内的各个转速下,调节喷油泵每循环喷油量,使柴油机达到最大可能的平均有效压力 p_{emax} ,即在运转范围内的各转速下,求得最大平均有效压力 p_{emax} 、最大有效功率 N_{emax} 和最大扭矩 M_{emax} 与转速 n 的函数关系。在测量过程中,要求柴油机的冷却水温度、滑油温度以及喷油提前角等,保证在每转速下达到最佳的工作条件。所以,测得的有效功率和平均有效压力是在相应转速下的极限功率和最大可能的平均有效压力,如图 2-1-1 中的曲线 I。柴油机的负载能力不可能超过这个界限。柴油机在这种条件下运转时,排气时严重地冒黑烟,燃烧室表面大量积炭,活塞组零件的温度超过允许值,废气温度很高,耗油率急剧增加,热平衡完全失去正常状态。测量这种特性曲线时需要特别小心,弄得不好,就会引起严重的事故,如活塞卡住、气阀咬死、涡轮叶片烧坏等,所以只允许在制造厂的试验台上作新产品试验时作出,在实际运转时,不允许达到极限速度特性曲线上任何一点。

对增压柴油机,尤其是废气涡轮增压柴油机,其极限功率的

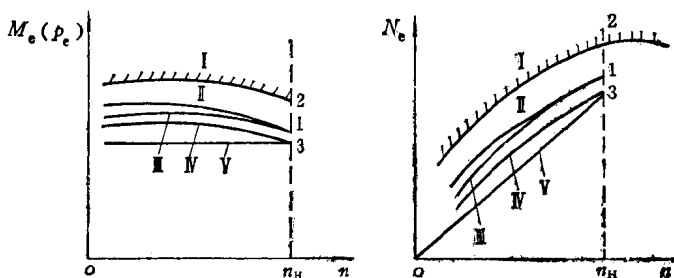


图 2-1-1 柴油机的速度特性曲线