



船型学

推进篇

日本

工学博士 山县昌夫 著

魏东昇 严似松 李文泰 译



人民交通出版社

船型学

推进篇

工学博士 山县昌夫 著

魏东昇 严似松 李文泰 译

人民交通出版社

本書系根据日本天然社1952年9月出版的山县昌夫所著船型学推进篇一書譯出，与山县昌夫所著船型学阻力篇为姊妹篇。

本書对于船用推进机和推进器的发展，螺旋推进器的理論、設計和强度等均作了詳細地探討，对于船模自航試驗、船舶試速以及特种推进器等也有較詳細的敘述。

本書可供我国高等学校船舶制造专业学生和造船工程师参考（原書末所附参考書目，未排入譯本中，讀者如需要时可查原書）。

本書第一章至第四章及第五章大部分由沈順堃同志譯出，其余部分由魏东昇、严似松和李文泰三位同志合譯互校，全書并由魏东昇同志担任总校閱。

船 型 学 推 进 篇

日 本

工学博士 山县昌夫 著

魏东昇 严似松 李文泰 譯

*

人 民 交 通 出 版 社 出 版

（北京安定門外和平里）

北京市書刊出版业营业許可証出字第〇〇六号

新 华 書 店 发 行

人 民 交 通 出 版 社 印 刷 厂 印 刷

*

1959年9月北京第一版 1959年9月北京第一次印刷

开本：787×1092₁₆ 印張：13₄ 張

全書：372,000字 印数：1—800 册

統一書号：15044·6145

定价(11)：3.00元

目 录

第一章 船用推进机及馬力

1. 船用机器	3
1. 蒸汽机	4
2. 內燃机	8
2. 馬力	13
1. 指示馬力	13
2. 制动馬力及机械效率	13
3. 軸馬力	15
4. 收到馬力及傳送效率	16
5. 推馬力及推进器效率(船后)	17
6. 有效馬力, 船体效率及 推进系数	18

第二章 各种船用推进器概說

1. 喷射推进器	20
2. 明 輪	22
3. 佛斯·史乃达推进器	23
4. 螺旋推进器	26

第三章 螺旋推进器的理論

1. 螺旋推进器的动量理論	32
2. 螺旋推进器的叶原体理論	36
3. 螺旋推进器的渦旋理論	39
1. 飞机机翼的理論	39
2. 小負荷推进器的渦旋理論	41
3. 大負荷推进器的渦旋理論	43
4. 考虑摩擦的渦旋理論	47
5. 考虑离心力的渦旋理論	49
4. 推进器流的縮小	52

第四章 推进器的模型試驗及相似定律

第五章 推进器的形狀以及其他因素对于性能所发生的影响

1. 叶数	61
2. 桨轂的直徑与形狀	66
3. 直徑及螺距	67
4. 叶面积	73
5. 叶瓣的輪廓	75

6. 叶截面的形狀	77
7. 叶瓣厚度	82
8. 叶的傾斜	86
9. 叶表面的粗糙度	86
10. 推进器的深度	93
11. 尾軸的傾斜	99

第六章 推进器与船体和舵的相互作用

1. 推进器与船体的相互作用	102
1. 船体对推进器的影响	102
2. 推进器对于船体的影响	105
3. 伴流系数与推力減額 系数的关系	105
2. 推进器与舵的相互作用	107
1. 舵对推进器的影响	107
2. 推进器对舵的影响	108
3. 推进器效率比	109
4. 伴流系数、推力減額系数及推进 器效率比的数值	110
1. 伴流系数的数值	110
2. 推力減額系数的数值	114
3. 推进器效率比的数值	115
5. 利用推进器与船体及舵的相互作 用改进船舶推进性能 的实例	115

第七章 船模自航試驗

第八章 空泡現象

1. 空泡現象的发生	120
2. 推进器空泡現象的模型試驗及相 似律	122
3. 叶型的空泡現象	123
4. 推进器的空泡現象	128

第九章 推进器的强度

1. 由水力所引起的应力	134
1. 作用于推进器叶的水力	134

2. 縱向及橫向的彎曲力矩·····	136	4. 关于推进器設計, 裝置位置等 的一般注意事項·····	175
3. 作用于叶截面的应力·····	138	第十一章 推进机需要馬力的估算法	
2. 由离心力所引起的应力·····	139	1. 修正海軍系数的需要馬力 估算法·····	188
3. 許用应力·····	141	2. 推进系数的估算法·····	192
4. 組合推進器的螺栓的強度·····	141	第十二章 特种螺旋推进器	
5. 殼的強度·····	143	1. 双重对轉螺旋推进器与导流 管裝置·····	197
第十章 推进器的設計		2. 套筒螺旋推进器·····	198
1. 根据实船資料設計法·····	144	3. 螺环推进器·····	199
2. 根据系統的模型推进器試驗 的 設計法·····	146	第十三章 速率試航及其成績的分析	
3. 根据渦旋理論的 設計法·····	157	1. 速率試航·····	202
1. 单独推进器的設計法·····	159	2. 試航成績的分析·····	205
2. 伴流推进器的設計法·····	174		

第一章 船用推进机及馬力

船舶前进时,受到水和空气的阻力,此阻力作用于船体上阻止船舶前进,为了使船舶繼續前进,必须有克服这个阻力的力,即必须具有作用于反方向的推力。当推力和阻力的绝对值相等时船舶就保持一定的速度前进,当推力比阻力大时则船舶产生加速运动,当推力比阻力小时则产生减速运动,两者相等时成为等速运动。发生推力作用的是推进器。

在原始民族最初創造船舶的时代,不会使用特殊的推进工具,推想起来可能是用手足划水来推动船舶前进。此后渐渐进步,設法利用木板工具,更进而发明橈槳之类,这些都是用人力作为推动船舶前进的原动力。一方面随着人們知識的发展,創造了利用风力的帆,更由于发明了蒸汽机而达到成功地使用机械推进的船舶。就是在船体内部安装了蒸汽发动机,由蒸汽发动机发生的动力,经过动力傳动装置带动相应的推进器,傳送至推进器的动力变换成推力来推动船舶前进,因而出现了“蒸汽机船”。后来发明了內燃机,在船舶上又采用內燃机作为发动机,所以又出现了“內燃机船”。

本篇是以討論船舶的推进,特别是以討論推进器問題为主要目的,但是在設計上以及其他情况下,船舶推进机及动力傳动装置的关系极为密切,且有預先了解机器馬力和实际供給推进器馬力的关系等的必要,所以对此先作簡單的解說。

1. 船用机器

安装在船舶上的推进机,与和一般的发动机要求相同,如燃料消耗少,造价、保养費、修理費低廉,使用寿命长,操縱方便等,然而船用机器具有很多与陆上机器不同的特殊性。例如运载旅客及貨物,单独地作长途航行,所以船用机器必須要万分可靠。而且船舶在大风浪里航行时由于波浪冲击的影响,产生极复杂的搖摆,在这一点上与陆上固定的发动机有显著的差别,因此船用机器的性能及构造等方面要求万分安全。再者船体是一个构造体,具有固有的振动,而机器的振动不仅要阻止在最

小限度內,并且要极力避免与船体发生共振現象。当船舶处于从低速到高速的範圍內用任意速度前进及后退的自由航行情况下,具有种利的特性,特别希望減輕机器重量及减小其体积,这一点对船舶营运的經濟价值是绝对必要的。在一定功率下,机器重量必需減輕,若将小型船用推进机安装于船舶上,則貨物的载重量及装载容积均有增加,如果不要增加载貨量时,則可以减小船体的尺寸,船体的形状可成瘦形,所以同样功率的机器而船速却大大增加;如果不需要高速航行,則采用馬力小的小型机器,更可減輕重量和体积,在降低造价和燃料費用等方面都是有利的。因此根据船用机器的发展資料对每单位馬力的重量及体积的显著减小,任何人都已看到这一点,而今后对船用机器的研究改进,仍将以此作为重点。

关于推进机燃料消耗的問題,显然完全和土一个问题相同。使用热量多、質量輕的燃料,采用热效率良好的推进机和效率优良的推进器来推进船舶时,在一定的航行距离下則船內装载的燃料总重量可减少,使燃料舱容积减小,这与減輕推进机的重量和体积同样可以改善船舶运行的經濟价值。

目前采用的船用推进机种类极多,普通有下列几种:

1) 蒸汽机

往复蒸汽机

往复蒸汽机和透平联动机

透平

2) 內燃机

笛塞尔机

热球式柴油机

普通所謂电气推进的船舶,推进方式是用蒸汽透平或笛塞尔机作为发动机来傳动发电机,利用发电机所产生的电力来傳动电动机,再傳动到推进器,更确切的說,发动机的动力傳到推进器是用电气傳动的。在本篇內把电气动力傳动与一般的动力傳动装置归併成一类。

1. 蒸汽机

蒸汽机是在锅炉内燃烧煤或柴油，将锅炉内的水加热化成蒸汽，将蒸汽所具有的静压力，转变为机械能。所谓蒸汽机，一般不包括锅炉部分，但从其广义来说，应当是包括锅炉在内的。如果按此定义，则蒸汽机是包含了锅炉部分，因此如对于以后发明的柴油机称为内燃机，则蒸汽机应改称为外燃机较为妥当。

往复蒸汽机是从锅炉取得蒸汽，蒸汽压力作用于汽缸内活塞顶上，而作往复运动，该运动通过曲轴作用，变为车轮的旋转运动，使车轮末端的推进器旋转，此种型式几乎成为船用推进机的标准型式。以立式凝結式蒸汽机为原则，根据使用蒸汽压力的高低及功率的大小等，分为双缸式、三缸式及四缸式，都有倒车装置。蒸汽机因为构造简单、容易处理汽缸内部润滑等，以往一般都采用饱和蒸汽，压力为14~16公斤/公分²；三段膨胀式即三缸三膨胀式蒸汽机使用最广。

表1所列载重量15500吨，航速10浬/时，额定轴马力3500的低速不定期货船的实例，以蒸汽机、内燃机作为推进机装置，包含锅炉、机舱内副机及其附属品等。所有机器在航海状态中的总重量以每马力的重量（公斤/轴马力）表示估计数值，以及机器的功率为3000轴马力时柴油及煤的燃料消耗量以每小时每马力的燃料消耗率（克/轴马力/时）表示估计数值。以表列的三缸三膨胀式往复蒸汽机为例，可以知道三缸三膨胀式蒸汽机较其他型机器的重量大，燃料消耗量多，而全部机舱的容积也比内燃机船的机舱容积大得多，并且往复蒸汽机的构造不适宜设计高功率，由于透平机及内燃机的出现以及商船发展为大型和高速化，它已渐被淘汰，但是蒸汽机制造费及修理费极为低廉，在制造及修理上不需要高度的技术水平；对制造及修理工场条件的限制也很少，其可靠性及耐久性很高且在任何负荷情况下操作都方便，倒车也容易，在一定速度范围内的最佳机械效率与螺旋推进器在一定速度内的最佳效率是相一致的。由于蒸汽机具有这样几个优点，因此目前速度在12浬/时以下的低速货船，多采用约3000马力的蒸汽机和圆筒锅炉。

往复蒸汽机使用过热蒸汽代替饱和蒸汽，其温度越高则热效率越好，并且减低了燃料消耗量，但

表1

载重量15500吨的低速货船机
器重量及燃料消耗率的比较

机 器 种 类	3500軸馬力 力推進器 轉數， 轉/分	在航海状态 下機器的全 部重量，公 斤/軸馬力	3000軸馬力燃 料消耗率，克/ 軸馬力/時	
			重油	煤
三缸三膨胀式蒸汽机 (圆筒锅炉，压力 为14公斤/公分 ² ， 饱和蒸汽)	80	190	520	780
四缸四膨胀式蒸汽机 (圆筒锅炉，压力 为16公斤/公分 ² ， 过热蒸汽316°C)	80	210	440	660
鲍尔·威赫式附有 蒸汽透平的三缸三 膨胀式蒸汽机(圆筒 锅炉，压力为15.5 公斤/公分 ² ，过热 蒸汽316°C)	80	190	370	550
怀特式二缸双膨胀 式蒸汽机与透平联 动机(圆筒锅炉，压力 为15.5公斤/公分 ² ， 过热蒸汽343°C)	78	150	350	520
附有二级减速装置 的蒸汽透平机(圆筒 锅炉，压力为 15.5公斤/公分 ² ， 过热蒸汽349°C)	80	200	360	540
附有二级减速装置 的蒸汽透平机(水管 锅炉，压力为28 公斤/公分 ² ，过热 蒸汽371°C)	80	150	340	510
H&W型笛塞尔机 (二冲程单动无气 喷射式)	100	180	170	—
H&W型笛塞尔机 (四冲程单动无气 喷射式)	108	180	170	—
RW型笛塞尔机 (二冲程双动无气 喷射式)	107	130	160	—

注：假定重油与煤的燃料消耗率为1:1.5

是构造及处理复杂，尤其是在汽门的构造上必须特别考虑。表1中所列的三缸三膨胀式主机如果使用260~280°C左右的过热蒸汽时，其燃料消耗量可以减低10%左右。由于逐渐使用高压及高温的蒸汽，已经有了四缸四膨胀式往复机的设计，在日本也有采用这种型式推进机的实例；在德国设计了适合于高压及高温的四缸四膨胀式蒸汽机，其提动阀与阀

茲式蒸汽机相同。然而这种类型的蒸汽机,对小馬力是不适宜的,同时在大馬力的情况下选用其它类型的推进机更为有利,所以一般很少采用这种类型的推进机。表1中所列的四缸四脹式蒸汽机是使用过热蒸汽代替饱和蒸汽的实例,如果与使用饱和蒸汽的同样功率的三缸三脹式蒸汽机比較,則重量約增加10%,而燃料消耗量約减小18%。

往复蒸汽机在构造上由于汽缸内压力变化及往

复运动部分慣性力变化的原因,虽然用调速器使其在一定程度上緩和,但尚不可避免功率在一定時間內有变动。如果增加汽缸数量,曲軸的位差配列适当則可以减少上述的变动,然而也不过是变动大小的問題而已。图1表示研野工程师对于裝有額定功率2500指示馬力,每分鐘80轉,曲軸位差120°的三缸三脹式蒸汽机貨船,在推进机与推进器連結的中間軸靠船尾的軸上,裝置研野式扭力儀,在海

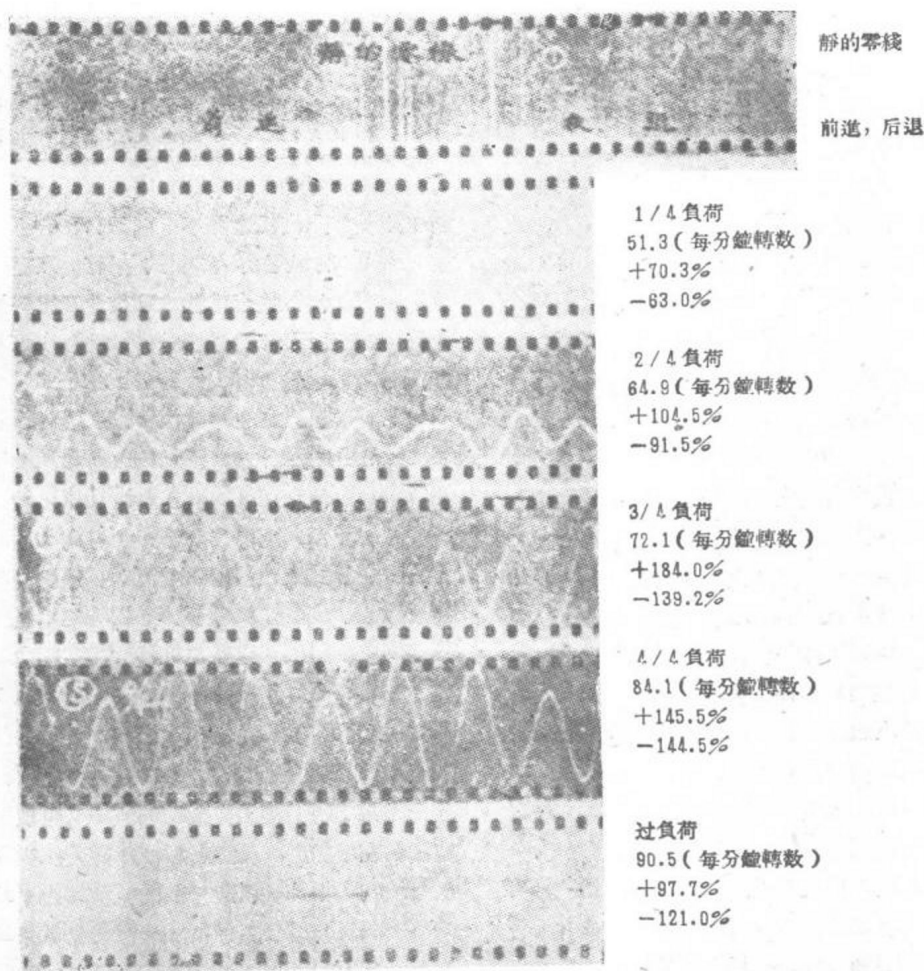


图1 在裝配三缸三脹式蒸汽机貨船的中間軸上測定的轉力矩記錄

上試航时,測定推进机功率1/4、2/4、3/4、4/4以及过負荷状态下轉力矩所呈波形状态的变动。这是因为中間軸上轉力矩的变动,由推进机不平衡轉力矩与推进器等的周期的阻力轉力矩所引起的軸系的强迫振动的結果,但是其中大部份是由于推进机的不平衡轉力矩所引起的。对四叶推进器來說,从

負荷状态在2/4以上时所測定中間軸每1轉的記錄中可以明显的看出三个“峯”与“谷”是和曲軸角度120°相对应的。根据图3中所示蒸汽透平船同样的測定記錄在变动很少的情况中亦可推断出来。如根据图1的測定記錄試求各平均轉力矩相应的轉力矩的变动率,則当3/4負荷状态时为+184%及

-139%，4/4 負荷状态时为 +146% 及 -145%，过負荷状态时为 +96% 及 -121%，实际有超过 ±100% 的激烈变动。轉力矩这样惊人的巨大变动，显然对推进器的性能及强度发生不良影响，由此可見作为船用推进机的往复蒸汽机的缺点。

往复蒸汽机汽缸的进汽和排汽，因使用高压和高湿蒸汽时一般所常用的滑閥在构造上存在着种种困难，所以研究出双重閥座的提动閥。这种汽閥适用于高湿的过热蒸汽，不需要潤滑装置，外形很小而且重量很輕，但是，在制造上需要有高度的技术和高級材料。将二台二缸双脹式蒸汽机以对称的位置配列于一軸上，滑閥改用提动閥以控制进汽及排汽，这就是构造简单，操作輕便，燃料消耗量也少的所谓复式二缸二脹式勃茲蒸汽机。与表 1 内三缸三脹式蒸汽机相比较，蒸汽压力相同，过热蒸汽温度为 300°C，而使用勃茲蒸汽机，燃料消耗量可能减少 15% 左右。又如普通型式的三缸三脹式蒸汽机，在使用高压或中压过热蒸汽时，或仅使用高压过热蒸汽，在汽缸内改用提动閥則与使用滑閥时相比較可以减少燃料消耗量，而机器本身的尺寸及重量也可以减小。

往复蒸汽机在高压汽缸部分可以有效地利用蒸汽，在低压部分因为汽缸不能采用很大的尺寸，所以排汽带有大量的热能，蒸汽經 冷凝器 复凝結为水。后面所述透平机可以有效地利用低压部分蒸汽带有的热能，所以高压部分为往复蒸汽机，低压部分为透平机，将这两种机器合成联动的整体，利用往复蒸汽机和蒸汽透平的优点，使蒸汽沒有浪费，此称为联动蒸汽机或組合蒸汽机。又因用透平机可把往复蒸汽机排出的蒸汽所遺留的热能变为功，所以也称为附有廢汽透平的往复蒸汽机。

使往复蒸汽机和透平机联合轉动而带动一推进軸时，由于两种发动机本身的机构和作用具有本質上的差别，前者轉速慢，而后者轉速快，为使推进器得到良好的效率 前者应选用适当的轉速，同时必需减低透平机的轉速，因此一般是采用齿輪式减速装置。但是如图 1 所示往复蒸汽机的轉力矩，在軸每一轉中发生波浪式急激变化，所以軸的轉数相应地引起变动；如图 3 所示蒸汽透平机，其轉力矩差不多沒有变动 軸的轉速接近于均衡，因此两者如果直接經齿輪式减速装置带动一軸，則减速齿輪齿的接触面所受载荷，由于轉力矩的变动而时常引起波

动的变化，因齿面相互冲击 摩擦牙齿，发出噪音，并且摩擦的危險性也很大。

鮑尔应用費定格所发明的水压 减速 装置的原理，創造了所谓液压离合器的特种离合器。这种离合器当受到往复蒸汽机巨大轉力矩的瞬时滑动 2~3%，一部份的能經過液体的内部摩擦而消失，齿面不会受到巨大的冲击力，作为緩冲装置是很理想的。这种离合器和齿輪式二級减速装置組合成的馬力傳送装置，称为費尔根液压傳导器。使用此种装置而使往复蒸汽机和廢汽透平組成一个整体的联动机器，这就是鮑尔·威赫式附有廢汽透平的往复蒸汽机。廢汽透平的功率約为机器总功率的 1/4，或 1/4 以下，装置費尔根液压傳导器則透平机的轉速可以减少到 1/50，倒车时将液压离合器脫开，廢汽透平和往复蒸汽机之間不再联动。

表 1 所示为鮑尔·威赫式附有廢汽透平的三缸三脹式蒸汽机整套机器的总重量及燃料消耗量的实例。与三缸三脹式往复蒸汽机比較，在重量上没有差别而燃料消耗量却减少 29%。这个实例是鮑尔·威赫式附有廢汽透平的蒸汽机 使用过热蒸汽的情形，当然比往复蒸汽机有所改进，如与表 1 所列使用类似过热蒸汽的四缸四脹式蒸汽机相比較，燃料消耗量减少 16%。由于廢汽透平具有显著的效果，通常三缸三脹式蒸汽机附裝廢汽透平的例子很多。虽然廢汽透平和費尔根液压傳导器等重量使整套机器的重量增加，但結果机器的功率可以提高 15~25%，在同样功率下 燃料消耗量也可以减少 15~25% 左右。再則由于液压离合器的作用，艏軸每 1 轉的轉力矩变动，与單純的往复蒸汽机相比較，軸每 1 轉的轉力矩变动的减小当可預計。根据德国船在增加廢汽透平前后所作轉力矩变动的測定結果，在未增加廢汽透平前的变动率为平均轉力矩的 +58% 及 -62%，而增加廢汽透平后平均轉力矩在同一数值的情况下减低为 +42% 及 -38%，然而在过負荷状态下平均轉力矩增加 20%，其变动率为 ±25%。由以上所述可以充分了解附有鮑尔·威赫式廢汽透平的往复蒸汽机的优点，但廢汽透平造价相当高，在倒车时廢汽透平需附屬联动遮断设备，因此在操縱上很复杂而阻碍了广泛的采用，实际上不能不说是一个缺点。

防止往复蒸汽机轉力矩激烈变动的緩冲装置，不采用液压离合器，而采用布命·巴貝利式、浦賀

式等，用彈簧作機械緩沖作用的裝置構造簡單，但傳送大馬力是不適宜的。採用這種緩沖裝置的浦賀式聯動機有很多類型，比較高速的複式二缸雙脹式蒸汽機和低压透平的聯動裝置，其功率的比例為1:1。同時如附有倒車透平，則成為倒車透平與往復蒸汽機聯動的型式。此種裝置的優點為機器全部的重量及容積可以減輕，燃料消耗量減少，操縱迅速而且方便。

上述聯動機都是往復蒸汽機直接連結于艙軸上，蒸汽機的轉速同樣不變的傳到推進器上，採用

高速往復蒸汽機附屬單級減速裝置，俱備二級減速裝置和低压透平聯動型式的機器，懷特式和浦賀式，即屬於此種型式。往復蒸汽機都採用複式二缸雙脹式蒸汽機，往復蒸汽機和蒸汽透平機的功率約1:1，並且裝置倒車透平機。因往復蒸汽機為高速，而緩沖裝置却極為簡單，所以機器的全部重量也非常輕。根據表1所載懷特式聯動蒸汽機的全部重量及燃料消耗量，可以知道全部重量非常輕。如果改用水管鍋爐代替圓筒鍋爐，則機器的全部重量為110公斤/軸馬力，大概為使用普通往復蒸汽機全

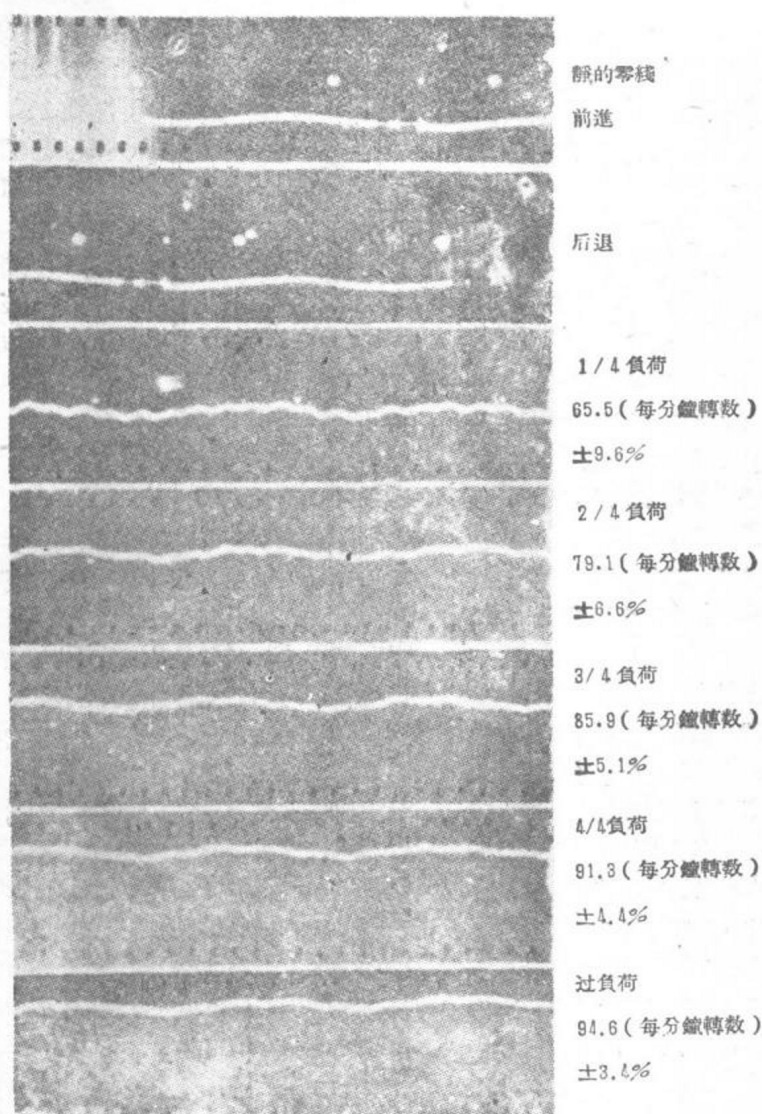


圖2 在裝配浦賀式二缸雙脹蒸汽聯動機的貨船中間軸上測定的轉力矩記錄

部重量的一半。图 2 与图 1 同样是表示研野工程师对于额定轴马力约 2500 转速 270 转/分的浦贺式复式二缸双胀单级减速装置的联动机的测定, 以及根据转速 3300 转/分低压透平机经二级减速装置后为 75 转/分的浦贺式联动机货船, 在海上试航时, 联动机在各种负荷状态下所测定在中间轴上转矩的结果。根据测定结果, 各负荷状态对于平均转矩的转矩力矩变动率都在 $\pm 10\%$ 以下, 与图 1 所示往复蒸汽机的 63~184% 相比, 显然减小。如根据上述增设蒸汽透平的德国船测定结果, 其转矩的变动尚有较大的数值, 但是浦贺式联动蒸汽机转矩的变动, 显著减小的主要原因, 可能是采用了高速往复蒸汽机的缘故。

透平机在使蒸汽热能变为动力这一点上, 与往复蒸汽机没有差别, 但是其机构完全两样, 在透平机的叶轮上, 装有很多放射状半月形的小叶片, 高压且高速的蒸汽吹在叶片上, 由叶片中间通过, 叶片垂直地固定在中心轴上, 使轴一端所装的推进器旋转。蒸汽通过叶片时蒸汽压力和速度几乎不变者称为冲动式, 蒸汽压力减少而速度增加者称为反动式, 也有具备这两种型式的混合型, 以及仅限于电气推进时使用的轴向流动式。它们都是重量轻, 尺寸小, 转矩均衡, 不论蒸汽压力大小都可有效地使用, 特别是功率愈大则效率愈高, 所以目前制造的透平机功率多为 2000 轴马力的以上。近年来对蒸汽透平的改进是惊人的, 随着特种锅炉的发展, 使用高压高温蒸汽, 并且由于提高了排汽压力的真空度, 蒸汽透平机的效率有显著的提高。

如上所述, 蒸汽透平机作为蒸汽机使用, 虽然在理论上是极优良的机器, 但实际上并不是没有困难的。因为透平机的机构无法反转, 所以不能使推进器反转。因此当船舶倒车时需要另外装备一套为顺车透平机功率 60~70% 的倒车透平机, 因为透平机转速高则效率好的缘故, 所以选用的转速远远超过推进器最好效率时的转速, 必需另外设备减速装置 (但蒸汽透平机的转矩对推进轴每 1 转时几乎没有变动; 所以一般采用单级或二级齿轮式减速装置直接连接)。又制造蒸汽透平机需要高的技术与高级材料, 且在结构上精密部分甚多, 如果不符合要求则可能受到很大的损伤, 并且修理需要在工厂进行, 这也受到了一定的限制。而功率较小的蒸汽透

平机高压部分的效率未必比往复蒸汽机优良, 尤其是反动式透平机, 叶轮顶端蒸汽的漏洩损失量相当大, 造价也高, 这些都是它的缺点。

考虑到蒸汽透平机的优点和缺点, 则采用蒸汽透平机与否可由船舶种类决定。比较大功率的船舶, 特别是高速大型客船, 最适宜采用蒸汽透平机, 低速不定期货船是不合适的。如根据表 1 所载使用圆筒锅炉或水管锅炉时装置附有齿轮式二级减速装置透平机货船的机器全部重量和燃料消耗量, 与装置三缸三胀式及四缸四胀式蒸汽机机器全部重量和燃料消耗量的船舶相比, 可以看出前者具有良好的数值, 但是分析联动机的优缺点, 从造价、修理以及其它各点来综合判断, 对于这种货船采用联动机是有利的。图 3 与图 2 同样表示研野工程师对于装置额定功率为 3600 轴马力, 每分钟 4080 转的高压透平机与每分钟 4000 转的低压透平机用齿轮式二级减速装置减少到 120 转的冲动式蒸汽透平机的货船, 在试航时所测定的中间轴上转矩变动的曲线。如根据此种曲线则机器在各种负荷状态下转矩的变动率均在平均转矩的 $\pm 6\%$ 以下, 特别是在全负荷及过负荷状态下在 $\pm 1\%$ 以下, 与往复蒸汽机相比, 当然是减少很多, 与联动蒸汽机相比, 转矩的变动也小得多。

由艏部的蒸汽透平机传动发电机, 用电线连接于装在艉部的电动机使之以低速旋转, 转动连接于电动机的推进器, 此种动力传动方式称为透平机电力推进, 如用此种方式则推进器能倒转, 可以省去倒车透平机, 并代替了齿轮式减速装置及很长的轴系。发电机电流虽然直流电及交流电均可使用, 但当需要大功率时则使用交流电较好。调节推进器转速, 采用直流电控制电动机。而采用交流电时, 使用感应电动机控制电动机和透平机, 使用同步电动机时则只控制透平机。低速船舶采用这种推进方式, 如在电动机轴上联结推进器, 则电动机的转速需要极低, 使电动机重而且大, 所以亦有通过齿轮式减速装置而转动推进器的方式。电力推进方式, 在美国较发达, 虽造价颇高, 但是可以消除振动, 并且对于调节船舶航速及操舵非常便利, 主要应用于高速客船。

2. 内 燃 机

蒸汽机是由煤或重油燃烧后从锅炉中取得蒸

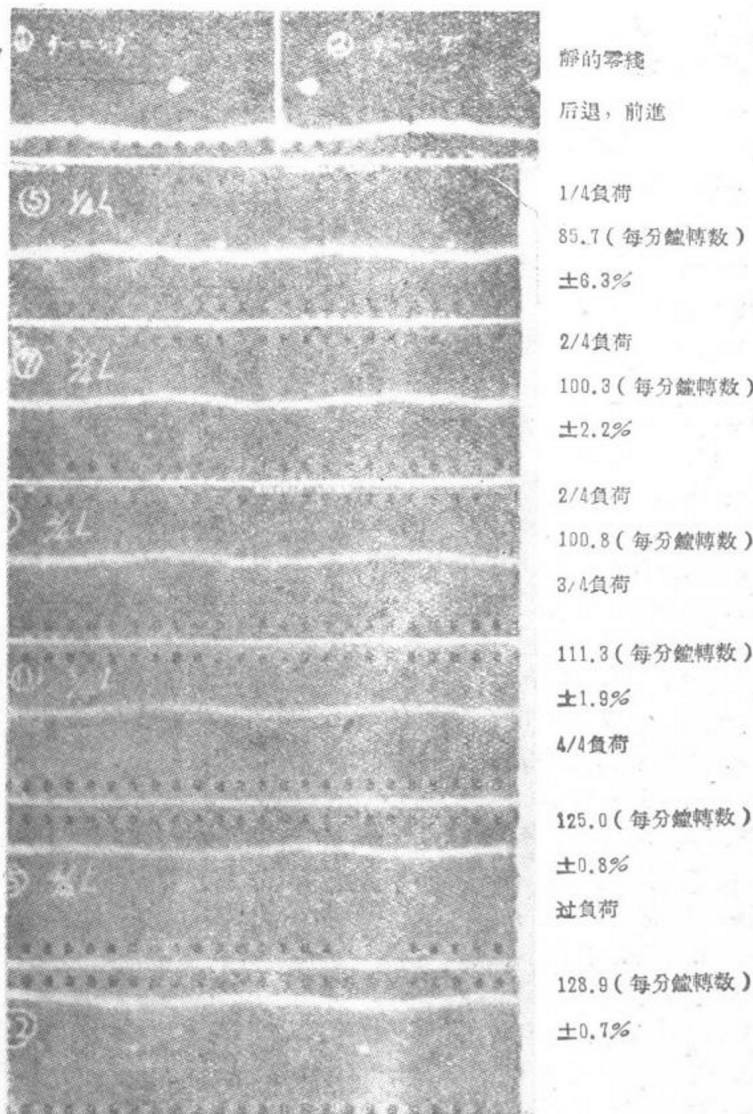


图3 在裝配有齒輪式二級減速裝置蒸汽透平机貨船中間軸上測定的轉力矩記錄

汽，將蒸汽的熱能轉變為機械能。在往復蒸汽机上，蒸汽進入汽缸后使活塞作往復運動，如果不用高壓蒸汽而改用液體或氣體燃料與空氣混合直接噴射于汽缸內燃燒而產生高壓，使活塞作往復運動，與往復蒸汽机相同，取得這種機械能的內燃机，其顯著的特點是不要鍋爐設備。

普通作為船用推進机的內燃机種類甚多，但可分為兩大類，即笛塞尔机與熱球式柴油機，主要是着火方法不同。笛塞尔机在汽缸內將空氣壓縮成具有壓力達30公斤/公分²的高壓空氣，使溫度提高到500~550°C，把重油噴射在高壓高溫的壓縮空氣中，不需点火設備即能使重油自行燃燒。熱球式柴

油机在汽缸蓋內有加熱的所謂熱球，在熱球上噴射重油，由于熱力引火而燃燒。此外有用高濕度電氣火花使氣體燃料和空氣的混合氣體着火的內燃机，但作為船用主机，是不採用這種內燃机的。

笛塞尔机在理論上為熱效率極高的發動机，在第一次世界大戰后因技術普遍進展，笛塞尔机已差不多達到完美的境界。例如在結構上的改善從而使運用上具有可靠性與耐久性，在性能上改進從而使經濟價值提高、操縱簡便、重量輕、容積小、造價低，幾乎具備作為船用推進机的一切有利條件。現在採用的船用笛塞尔机的功率處於20~10000制動馬力的廣大範圍內，其類型非常多，但選用笛塞尔机

作为船用主机时須从所有各种情形来研究和分析具体条件，然后决定选择，大体上功率在1000制动馬力以下的小型机器，一般为四冲程，其功率为1000制动馬力以上的大型机器，为二冲程单动或复动式，至于燃油喷射方式几乎全为无气喷射。

船用大型笛塞尔机，每一个汽缸的功率在200~1200制动馬力左右，一台机器具有6~10个汽缸时其功率很少超过10000制动馬力，因此在高速大型客船上装置数个推进器时象这样大的功率是不够的。机器的功率愈增加则其每馬力的重量愈減輕，机器重量在目前已显著減輕。二冲程与四冲程单动机的重量几乎没有差别，但装有增压设备的机器的重量是減輕了，特别是二冲程的复动机，重量減輕更为显著。至于燃料消耗量，也是同样情况，二冲程及四冲程单动机每小时每1制动馬力的燃料消耗量約160~170克/制动馬力/时，二冲程复动机为155~165克/制动馬力/时。这些数值約相当于重油所具有热能的40%，其它机器绝无此例。表2所载为大約30年間船用大型笛塞尔机型式从四冲程到二冲程，从单动到复动，从空气喷射到无气喷射的变迁过程，以及机器单独重量、容积、燃料消耗量等改进的实例。根据表内所载，采用复动机最有利，但实际上还存在结构复杂，組合分解困难等缺点。表1中所載采用二冲程式与四冲程单动无气喷射式以及二冲程复动无气喷射式的笛塞尔机，是包括副机和其他设备在航海状态中的全部重量及燃料消耗量。根据表1所示，除去二冲程者外，如果与其它种类的机器相比較，在重量上未必是輕，但燃料消耗量仅为其他机器的1/2~1/3，是其他机器绝对所不及的。

功率在1000馬力以下的笛塞尔机，每个汽缸的功率以20~800制动馬力为标准，四冲程机汽缸数量在5个以下及二冲程机汽缸数在2个以下的小型机器不可能倒车，所以需要另外装置倒车设备。此种机器普通是四冲程，但在漁船上为保养简单起见，也时常采用二冲程机器。至于机器每单位馬力，則大型机器較重，而燃料消耗量，則2功率机器要多些，大約为170~210克/制动馬力/时。

笛塞尔机与蒸汽机相比較，不仅燃料消耗量和机器操作人員等减少，而且不需要鍋炉，所以机舱容积减小，机器起动方便，并且不需准备時間，对于航行运用极为有利；而且在造价上逐漸减低已接

在大約三十年間船用 表2
大型笛塞尔机的发展

制造年度	型式	冲程	动	喷射	每一制 动馬力 的机器 重量， 公斤/ 制动 馬力	汽缸单位 容积的功 率，軸 馬力/公 升	燃料消 耗率， 克/軸 馬力 /时
明治45年	SD型	2	单	空气	150	0.80	198
大正7年	B&W	4	单	空气	175	0.62	197
大正9年	MAN	4	单	空气	170	0.58	185
大正15年	三菱SD	2	单	空气	92	1.28	173
大正15年	MAN	2	复	空气	106	1.63	174
昭和2年	B&W	4	单	空气	4	0.90	177
昭和2年	AFG	2	复	无气	98	1.63	167
昭和13年	MAN	2	单	无气	52	1.67	164
昭和13年	SD	2	单	无气	53	1.84	165
昭和13年	神鋼SD 川崎	2	复	无气	51	1.34	169
昭和14年	MAN	2	复	无气	49.5	1.32	161

近于蒸汽机的造价，所以需要功率如超过10000馬力时，采用笛塞尔机是绝对有利的，但也不能忽略最近蒸汽机的改进，例如比較大功率的蒸汽透平机，由于使用高压高温蒸汽，重油消耗量已經減低到300克/軸馬力/时左右，而笛塞尔机具有在轉动中振动甚剧和音噪甚高等缺点，究竟应采用蒸汽机或笛塞尔机作为船用推进机，須从多方面进行比較和分析研究才能决定。特别是按船舶的航綫考虑是否容易取得价廉的重油，这是一个先决問題。如果比較容易取得价廉的重油，然后再研究采用笛塞尔机或是采用以重油作燃料的蒸汽机。

笛塞尔机的轉速，小型机通常是很高的，而1000制动馬力以上的大型机每分轉数在200~100左右，也比往复蒸汽机高。通常将其直接連結于推进器上，但是也有采用高轉速机器經過減速裝置而轉动推进器的。笛塞尔机的作用和往复蒸汽机相同，使汽缸內活塞作往复运动，所以汽缸的数量比較多，傳达于推进軸的轉力矩在軸1轉中有相当的变动。图4所示为研野工程师对于一高速貨船所裝置的7600制动馬力、每分轉数112、三井B&W型二冲程复动无气喷射式六缸笛塞尔机在海上試航时，測定中間軸轉力矩变动的情况。根据这个記錄，机器在各种負荷状态下轉力矩的变动率是平均轉力矩的 $\pm 7 \sim \pm 10\%$ 左右，与往复蒸汽机比較显然很小，但不能說是沒有变动。

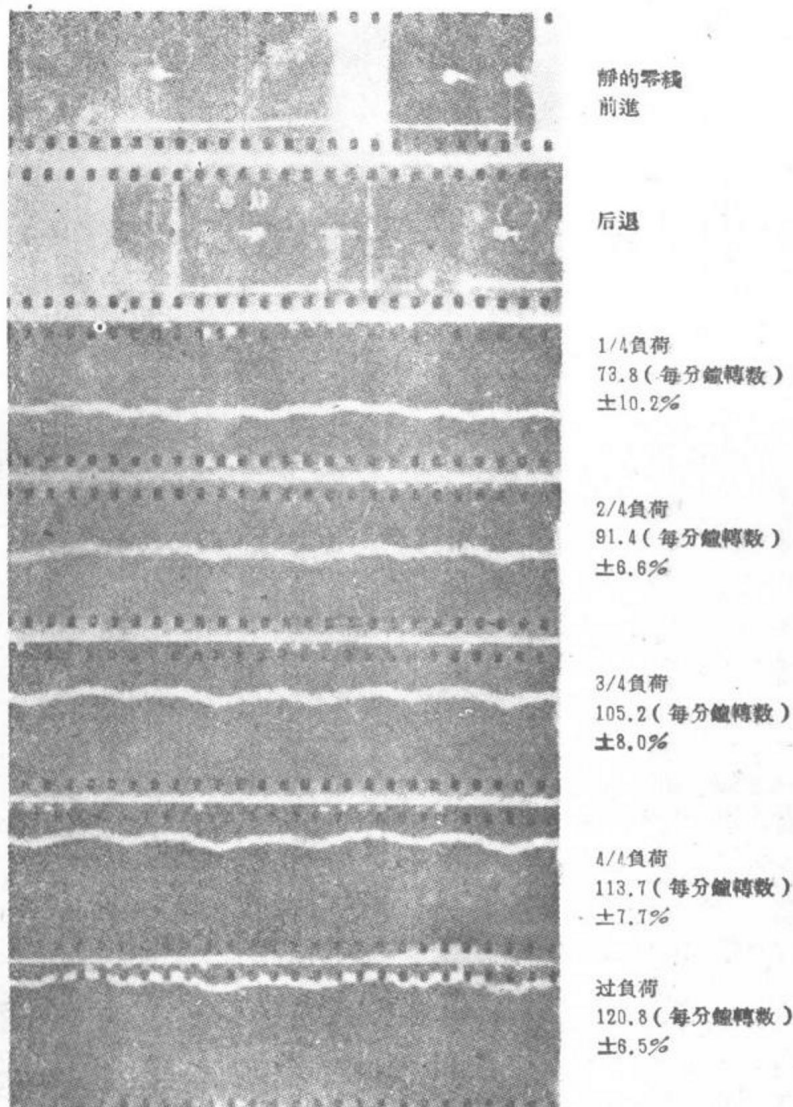


图4 在装有三井B & P型二冲程复动无气喷射式笛塞尔机的高速貨船中間軸上測定的轉力矩記錄

上述轉力矩并不絕對一样，在笛塞尔机經過減速裝置轉動推進器時，如果只採用齒輪式減速裝置是不妥當的，应当與聯動机同樣，一併採用具有緩沖及撓性作用的液壓離合器。採用數部笛塞尔机連接于同一軸上，則把大功率傳送到推進器上。如果為徹底實行起見，將製造廠所規定標準的笛塞尔机的汽缸數適當地增減，使全部馬力傳送到同一軸上則可得任意的馬力，因此机器在製造上頗為簡易，造價便宜，零件可以互換，且同一製造廠所生產的机器如裝置于不同船上，則各船操作人員相互間的調配是極為便利的，這些都是優點。圖5所示為研野工程師對於一艘客貨船所裝置1570制動馬力，每分鐘轉數300、三菱四冲程單動无氣噴射式的二台笛塞

尔机，經齒輪式減速裝置和液壓離合器組成的費爾根液壓傳導器減速到110轉，連接于1根軸上的推進方式，在海上試航時進行測定其中間軸轉力矩變動所得的曲綫狀態。根據這個記錄，机器在各種負荷狀態下轉力矩的變動率都在平均轉力矩的 $\pm 4\%$ 以下，比圖4所示笛塞尔机與推進器直接聯結的情況下要小，與圖3所示透平机附齒輪式二級減速裝置的情況幾乎得到相同的結果。

也有採用電磁離合器代替液壓力離合器的方式。這種離合器不僅有緩沖和撓性作用，並且在數部机器與1軸連接時，根據電路的斷接關係極容易使各机器相互調換運轉，轉動推進器。例如，要使船低速航行時則用一部机器的功率轉動推進器，如

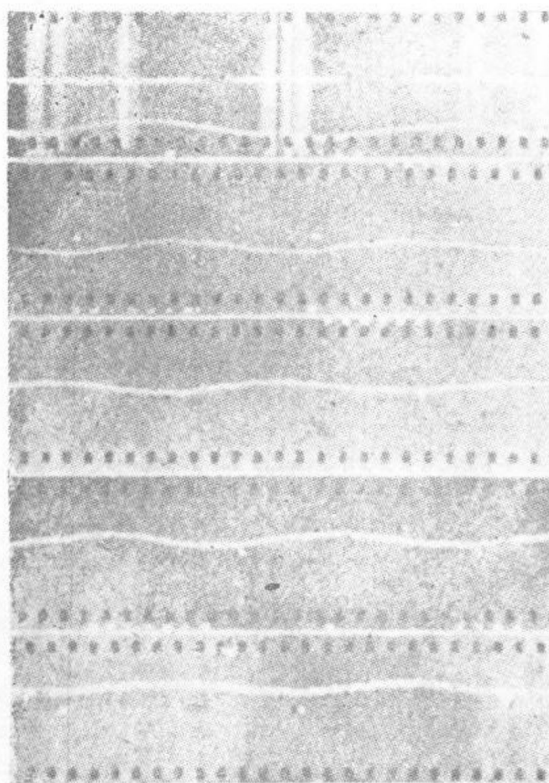


图5 在二部三菱四冲程单动无气喷射式笛塞尔机用一軸連接的客貨船中間軸上測定的轉力矩記錄

半数机器开順車而另外半数机器开倒車時可使船舶周轉航行, 电磁离合器断电通电簡單, 并且可以从前进很快改成后退, 后退很快改成前进, 特別在航行中如其中一部机器发生故障时, 可以停車修理。

与以蒸汽透平机作为发动机的透平机电力推进一样, 也可采用高速笛塞尔作发动机用的笛塞尔电力推进。因为电力推进装置造价高, 一般商船尚未广泛采用。笛塞尔机所存在的缺点, 例如不适合低速航行、倒車机构复杂、每次順車倒車互換需要消耗多量的压缩空气等, 如果采用电力推进方式则可以完全消除, 所以在商船上, 特别是客船, 多采用这种动力装置。

以笛塞尔机作为船舶推进机时, 采用低速或高速, 以及用何种方式将馬力傳送到推进器上等问题, 必需慎重地从各方面进行詳細研究和分析其利弊。例如裝置額定功率6000制動馬力的二部笛塞尔机的双螺旋槳客貨輪, 推进器保持几乎相等的轉速, 笛塞尔机和減速裝置的全部重量与低速笛塞尔机直接連結時相比較, 則低速笛塞尔机直接連結時为670吨, 而高速笛塞尔机附有液压离合器或电磁离

合器与齒輪式減速裝置時为535吨。高速笛塞尔机当交流电力推进时为505吨, 同样改成直流电力推进时为490吨, 其中以低速机与推进器直接連結者最重, 用高速机的直流电力推进時最輕。

最近超高速的船用笛塞尔机突飞猛进, 非常惊人, 例如DBD型、每分鐘轉数1600、功率为1200制動馬力的四冲程笛塞尔机的重量約为2公斤/制動馬力, 魚雷艇上使用的, 其重量更減輕到1公斤/制動馬力。

最后, 关于热球式柴油机, 也称为預热式柴油机, 是二冲程的内燃机, 主要是BD型笛塞尔机, 这种机器在日本特別发达, 而且使用广泛, 目前的型式由注水式統一为无水式, 一般汽缸数量为1~3 5~200制動馬力, 也制造过六缸、900制動馬力的机器。热球式柴油机和笛塞尔机相比較, 具有构造簡單、不需高級材料、制造不需特殊的技术、修理方便和操作便利等优点, 所以被帆船、漁船及拖輪等小型船广泛采用。热球式柴油机馬力愈大則每單位馬力的重量愈輕。其重量約为55~80公斤/制動馬力, 与相同馬力的笛塞尔机的重

量沒有大差別，同樣地，馬力愈大則燃料消耗率愈小，約為230~300克/制動馬力/時，與同樣馬力的笛塞爾機相比較大概多30%以上，而且有容易引起高轉速的缺點。總之，從技術角度來看，可說是比笛塞爾機為低級的機器。

2. 馬 力

船用推進機的功率就是該機器所發出的馬力，而推動船舶航行時并不是全部都能傳送到推進器上，其中因種種原因，損失一部分馬力，傳送到推進器的馬力比主機所發出的馬力要小，而推進器所產生的馬力也就是推進船舶航行的馬力更要小些。例如當機器和推進器直接連接時，連接此兩者的軸系由於和推力軸承、中間軸承、艙軸管等摩擦而損失一部分功率，如果再經過減速裝置則更增加馬力的損失。機器的類型不同，機構有區別，所以測定馬力的方法也不同，通常使用機器的馬力，其性質是不同的，因此不能以不同種類機器的馬力直接進行比較來判定其功率的大小。在船舶的推進關係上，常用的馬力種類很多，有詳加說明的必要。

1. 指示馬力

指示馬力IHP亦稱為實馬力，指示馬力，圖示馬力，常用於蒸汽往復機，也使用於內燃機。除極高速的笛塞爾機外，指示馬力以汽缸內發生的平均有效壓力為基礎而計算出的，所以用示功儀畫出汽缸內壓力變化，從示功圖求出平均有效壓力，乘汽缸的截面積和活塞的平均速度，則得出汽缸的指示馬力。

往復蒸汽機的指示馬力，由下式算出：

$$IHP = \frac{P_m SV}{75}, \quad (1)$$

式中 P_m 是換算到低壓汽缸的平均有效壓力（公斤/公分²）， S 是低壓汽缸的截面積（公分²）， V 是活塞的平均速度（公尺/秒）。例如三缸三脹式蒸汽機，計算 P_m 的方法，設 P_{mh} 、 P_{mi} 、 P_{ml} 表示高壓、中壓、低壓汽缸內的平均有效壓力， h 為低壓汽缸與高壓汽缸的容積比， i 為低壓汽缸與中壓汽缸的容積比，則 P_m 可由下式算出

$$P_m = hP_{mh} + iP_{mi} + P_{ml}$$

內燃機也同樣的可以算出，此時以 P_m 為各氣

缸的平均有效壓力， z 為氣缸數量，則根據機器的型式及其指示馬力可以從下式算出。對於四沖程單動機為

$$IHP = \frac{zP_m SV}{2 \times 75} \quad (2a)$$

二沖程單動機及四沖程復動機

$$IHP = \frac{zP_m SV}{75} \quad (2b)$$

二沖程復動機

$$IHP = \frac{2zP_m SV}{75} \quad (2c)$$

2. 制動馬力及機械效率

制動馬力 BHP 亦稱為純馬力、有效馬力等，以軸馬力的名稱應用最廣，但是很可能與後面所述的蒸汽透平機的軸馬力相混淆，所以在本篇內為了明確區別起見，還是稱為制動馬力。在德國及其它國家往往稱為有效馬力，其意義為機器本身所發生的馬力在外部能得到有效的利用，與討論船體阻力時的有效馬力意義完全不同，須特別注意。

所謂制動馬力就是除去機器內部的運動部分如活塞等處運動部分摩擦損耗的馬力以及如換氣泵、副機運動所消耗的馬力外，機器實際向外部發出的馬力。當內燃機製造完工在陸上試車時，用動力儀測定該機器的制動馬力，在這種情況下所測得的馬力通常稱為制動馬力，但蒸汽機在運轉時需附有鍋爐，所以往復蒸汽機在陸上試車時測定制動馬力有困難。動力儀包括制動動力儀、反動動力儀、傳送動力儀等，其中以制動動力儀應用最廣，即為產生制動馬力名稱的原因。對於小型內燃機，一般使用博朗尼動力儀、繩韌動力儀等固體摩擦損耗型式的動力儀，大型內燃機採用福特式水壓動力儀、電氣動力儀等。

這樣測定的制動馬力與同時測定的指示馬力之比，稱為機械效率 η_m ，即

$$\eta_m = \frac{BHP}{IHP} \quad (3)$$

此 η_m 值雖在同一機器上，但由於其負荷情況不同也有變化，表3所列為內燃機在陸上試車時在各種負荷狀態下測定的機械效率的實例。根據此表，各機器的 η_m 值隨負荷的增加，起初急驟增加然後漸次緩慢，當接近於額定馬力即全部負荷時， η_m 值變成最高。表4所示為由鮑爾發表的往復蒸汽機在

各种负荷状态下 η_m 值的变化。因为测定 往复蒸汽机的 BHP 是很困难的，所以表 4 所示的数值与下述测定透平机的轴马力同样是在中轴上装置扭力仪测定的马力。此种马力不包括推力轴承及在扭力仪前面的轴承等处消耗的马力，所以由 (3) 式所算出纯粹的机械效率 η_m 值，不等于表中 η_m 的数值，而表中的数值较小些。不仅如此，这些数值比内燃机的数值要大，特别在轻负荷状态下更显然较大。然而根据负荷状态， η_m 的变化一般趋势是约略相同的。

表 3
内燃机各种负荷状态下的机械效率

机器种类	二冲程复 动式无气 喷射式 MAN 型霍塞尔 机	二冲程 复动无 气喷射 式神鋼 SD型霍 塞尔机	二冲程 单动无 气喷射 式ND 型霍塞 尔机	四冲程 单动无 气喷射 式ND 型霍塞 尔机	热球式 柴油机
额定制动马 力BHP	7500	7000	600	250	50
额定指示马 力IHP	8400	8700	720	300	62
额 定 指 示 马 力 的 百 分 率	10%	—	—	0.588	—
	20%	—	0.636	0.650	—
	30%	0.735	0.734	0.707	0.593
	40%	0.770	0.757	0.747	0.643
	50%	0.803	0.774	0.780	0.699
	60%	0.834	0.785	0.805	0.741
	70%	0.860	0.793	0.822	0.774
	80%	0.880	0.799	0.832	0.798
	90%	0.891	0.804	0.835	0.815
	100%	0.895	0.808	0.832	0.824
	110%	0.892	0.811	0.823	0.826
	120%	0.877	0.814	0.808	—
	130%	—	—	—	0.897
	140%	—	—	—	0.792
	150%	—	—	—	0.770
					0.749
					0.728

用往复蒸汽机作为推进机的船舶和用内燃机作为推进机的船舶要在航行中进行测定 BHP，实际上是不可能的，所以都是用示功图算出 IHP，确定机器功率的大小。但是内燃机船舶的机器可以在陆上试车时测定，以表 3 所示 IHP 和 η_m 之间的关系作为基础，预先画出两者间关系的曲线图，利用此图求出对应于测定的 IHP 的 η_m 值，乘 IHP 即可算出 BHP。当船舶在航行中 IHP 与转速间的关系和在陆上试车时两者间的关系是不同的，在理论上，陆上试车所测定的 η_m 值不能适用于航行中的

表 4

往复蒸汽机各种负荷状态下的机械效率

船舶种类	高速客船	小型巡洋舰	客货船	拖船	货船
额定指示 马力IHP	18000	5000	4000	700	600
额 定 指 示 马 力 的 百 分 率	10%	0.790	0.800	0.800	—
	20%	0.840	0.873	0.853	—
	30%	0.870	0.895	0.871	—
	40%	0.889	0.905	0.884	—
	50%	0.903	0.913	0.895	—
	60%	0.912	0.919	0.901	—
	70%	0.919	0.925	0.904	0.893
	80%	0.924	0.930	0.907	0.900
	90%	0.929	0.935	0.908	0.907
	100%	0.933	0.940	0.908	0.914
	110%	—	—	0.921	0.870

注：本表所载的机械效率为轴马力与指示马力之比，非纯粹的机械效率。

船舶。但是由于两者关系的差别， η_m 值的变化并不显著，所以可以不考虑此种关系而求出 BHP。然而当机器在陆上试车时，应当预先正确考虑装置此种机器的船舶的一般航行情况，使机器转速的关系尽可能在适合于此种情况下进行制动试验以测定其 IHP 和 BHP。

如前所述， η_m 值随机器负荷状态而变化，但即使仅限于全负荷状态下的 η_m 值，也将因机器的种类和型式的不同而变化。由于转速，即活塞速度不同，以及内燃机因燃油种类不同而引起摩擦损失的差异，必然会使 η_m 值发生变化。例如，热球式柴油机使用不同的燃油，在全负荷状态下测定其 η_m 值时，使用密立油——为 0.816，塔拉干油——为 0.802，日石 1 号油——为 0.803。所以 η_m 值因种种原因而发生变化，表 5 所示的各种不同类型内燃机在全负荷状态下 η_m 值可作为大概的标准。但表内所示为大型机器每分转数约 100 及小型机器每分转数约 500 的低速机器的数值，如果小型机器的每分转数为 500~1000 时，则 η_m 值较表内所示数值要低。根据表 5 所示，二冲程复动无气喷射式霍塞尔机的 η_m 值为最大，空气喷射式与无气喷射式相比，则空气喷射式的 η_m 值较小，此乃机器附带用空气压缩机喷射而消耗机器的动力约 5~10% 的缘故。

表 6 与表 4 同为鲍尔所发表，表示各种不同滑