



船舶柴油机动力装置

(管系及设备)

下 册

上海交通大学 240 教研组编

一九七五年

§ 6-1 冷却管系的任务及作用

I-5 0058

内燃动力装置中有些机械设备，在正常运转中要不断散发出热量。这些热量如果不及时散发，机械设备的温度就要不断上升，甚至超过允许的限度而引起不能继续运行的严重事故，因此在内燃动力装置中就存在着冷和热的一对矛盾。而冷却管系的任务就是要解决这样一对矛盾，即解决这些机械设备的散热问题。

在船舶上需要散热的机械设备有：

1. 主、付柴油机，包括气缸壁、气缸头、活塞、连杆、曲轴、凸轮轴等；
2. 主、付机的滑油冷却器、淡水冷却器等热交换器；
3. 轴系的轴承、艉轴管和传动设备；
4. 空气压缩机。

此外，空气压缩机排出的气体以及工作的蒸汽和凝水等也都需要给以冷却，以适应工作过程的需要。

怎样才能保证这些设备的良好冷却呢？伟大领袖毛主席教导我们：“不论做什么事，不懂得那件事的情形，它的性质，它和它以外的事情的关联，就不知道那件事的规律，就不知道如何去做，就不能做好那件事”。因此，我们只有弄清与冷却有关的情形、性质和规律，才能掌握住冷却管系，做好主机等其它设备的冷却工作。

由于在上述机械设备中，以主机散发出的热量为最多，冷却管路规格也最大，例如燃油烧时所放出的热量有30%~33%要从气缸壁、气缸盖和活塞等部件带走，冷却水量也相当可贵，如一台万匹机单是主机部分冷却水流量就要达到600吨/小时左右。所以常以主机的冷却管路为中心，与其它机械设备冷却管路联合起来，组成全部冷却管系。

§ 6-2 冷却管系的冷却方式

在船舶内燃动力装置中主、付柴油机最常用的有如下几种冷却方式：

1. 水冷却

2. 水—水冷却

3. 油—水冷却

水冷却就是用舷外水直接冷却各发热部件，以后就将此舷外海水通往海中，所以这种冷却方式又称为直接冷却或称开式冷却。

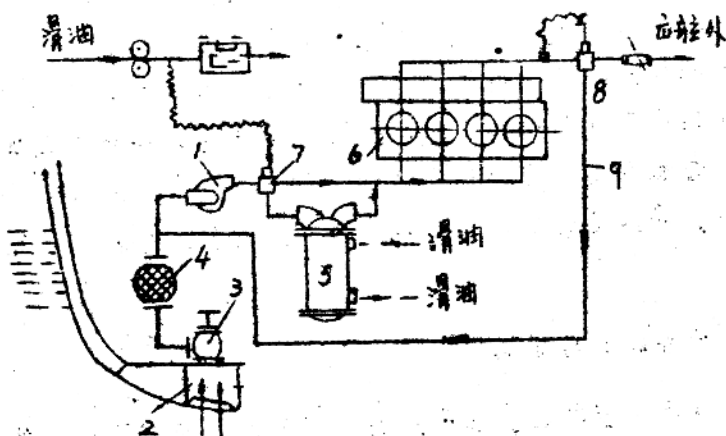
水—水冷却就是用淡水去冷却主、付机各需要冷却的发热部件；然后用舷外水去冷却淡水，所以叫做水—水冷却，又称为间接冷却或闭式冷却。

油—水冷却就是在某些需要冷却的部件是用油来进行冷却，然后用舷外水去冷却油，所以叫做油—水冷却，它也是属于间接冷却。

下面我们就来分别研究这三种冷却方式。

(一) 直接冷却——水冷却方式

图6—1即为这种冷却方式的管路系统。海水泵1自通海室（又叫海底门）2经通海伐3，滤器4吸入海水。从海水泵排出的海水则经过滑油冷却器5，吸收滑油自柴油机带来的热量，然后进入柴油机6，经过气缸水套及气缸盖，带走了他们的热量汇集于总管推开单向阀而排至舷外去。水温调节阀8根据离开柴油机的海水温度自动调节回流管9的热水流量，以保持柴油机不致过热或过冷。油温调节阀7则根据滑油温度的变化，自动调节流过滑油冷却器的冷却水流量，以保持滑油温度基本不变，而维持适当的粘度。



1. 海水泵
2. 海底门
3. 通海伐
4. 滤器
5. 滑油冷却器
6. 柴油机
7. 油温调节阀
8. 水温调节阀
9. 回流管

图6—1 直接冷却管路原理图

这种冷却方式所需设备简单，一般应用于小功率的内燃机船上，如400马力渔轮上所用的冷却管路就是系用这种冷却方式的。

但这种海水直接冷却有很大缺点：

首先由于从舷外水引进的海水（或江水）中夹有泥沙和污物，进入管路中会将过滤器及冷却器堵塞，妨碍正常传热，特别在港口附近，不仅泥沙多，而且水面常飘浮一层油膜，更加会降低传热效果。在海上航行中，海水中虽无泥沙垃圾，但含有盐分，当海水温度高达 $50 \sim 55^{\circ}\text{C}$ 时，水垢就大量析出而结附在高温的热表面上如气缸套、盖的冷却壁面上；而在局部死角、转弯等处也易形成结垢现象，这种结垢是不良热导体，妨碍了热量向海水的传导，工作时间越长，积垢就越厚，传热阻力就越大，引起局部过热，以致使气缸套壁内表面温度过高而发生破裂。因而直接冷却法的海水出口温度被限制在 55°C 以下。另外，冷却水温度在由于季节变化而降低时，缸壁内外温差大，因而被冷却水带走热量就多，这就直接导致柴油机的热效率大大降低。

现代大功率柴油机要求气缸套等高温部件本身温度分布均匀，即温差小，以保持高负荷时部件工作的安全可靠以及能有较高的热效率。所以现代大功率柴油机都不采用这种直接冷却法，而是采用以下的间接冷却法（水—水冷却或油—水冷却）。只有在一些冷却温度较低的部件，如空气冷却器、轴承、空压机等才采用这种直接冷却法。

（二）间接冷却——水—水冷却方式

所谓水—水冷却就是由淡水去冷却高温部件，带走高温件的热量，以后再由海水去冷却淡水。它的特点是：

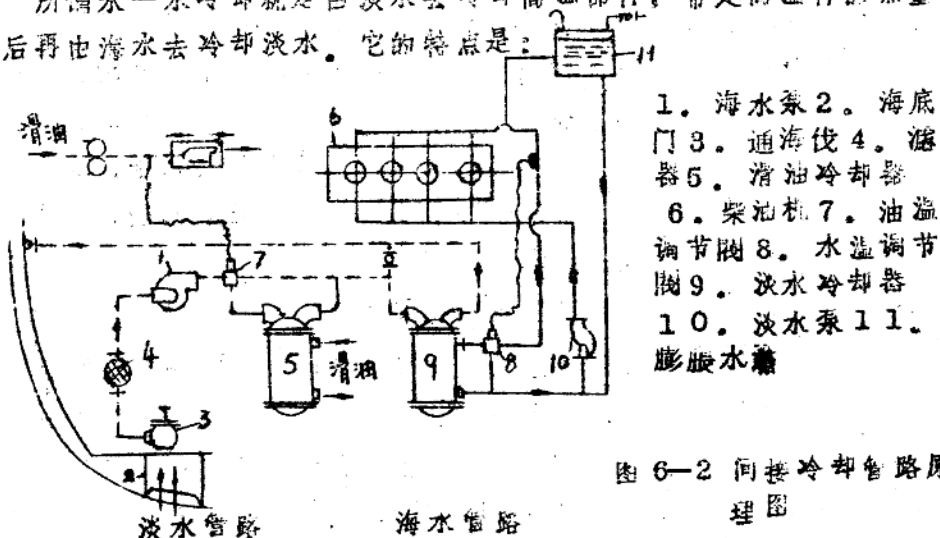


图 6-2 间接冷却管路原理图

(1)循环在主机内的水是清洁的淡水，因此不会产生水垢而使流道堵塞的现象。(2)清洁的循环淡水不会产生积盐现象，因而能保证良好的传热效果，同时冷却水的温度可以不受盐分自海中析出的温度限制，可以达到 $65\sim 85^{\circ}\text{C}$ ，甚至在某些船上可高达 $95\sim 110^{\circ}\text{C}$ ，这样柴油机热表面与冷却水之间温差减小，被冷却水带走热量就减少，有利于提高热效率和减负荷。所以目前大型柴油机都采用这种冷却方式。如图6-2所示。当然，事物总是一分为二的，这种冷却的缺点就在于设备与管路就比直接冷却式来得复杂了。

图6-2表示了间接冷却（水—水冷却）方式的原理图。分析如下：

它是由二套独立的管路组成，一套是海水管路，另一套是淡水管路。

海水管路：海水泵1自舷外经过海底门2吸入海水后先经过滑油冷却器5，再经过淡水冷却器9，以后排出舷外。

淡水管路：淡水泵10把淡水送入柴油机6（以下简称主机），吸收主机热量后进入淡水冷却器9，又把带走的热量传给海水，降低了本身温度后又由淡水泵打入主机，从而在淡水管路中不断循环。淡水温度调节阀8则根据主机淡水出口温度的高低来调节进入主机的淡水温度。在淡水管路中设置了一个膨胀水箱11，它有如下一些作用：

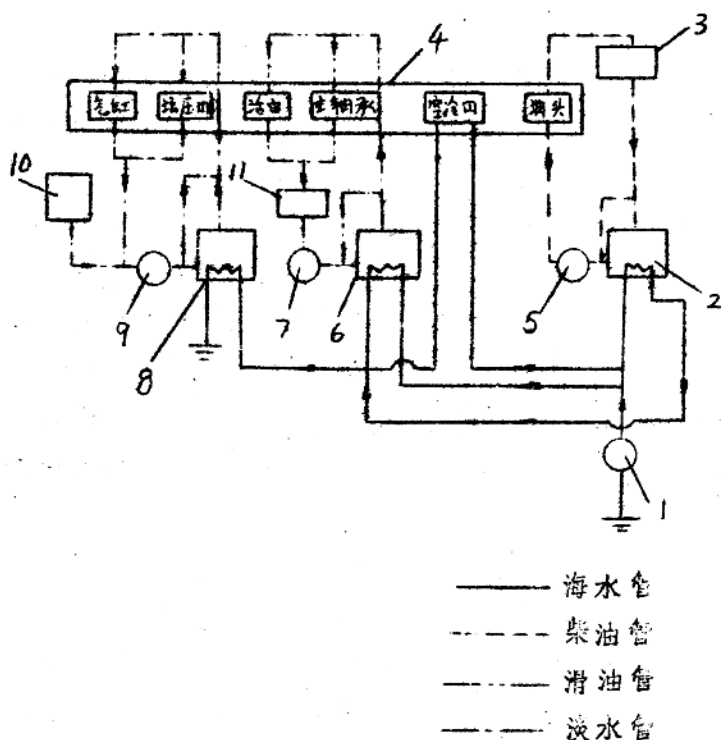
1. 淡水在封闭管路中循环，它的体积会随着温度的变化而热胀冷缩，有了膨胀水箱就能适应这种体积的变化。当淡水在管路中膨胀时，体积增加，管路中多出的淡水则储存在膨胀水箱中，反之，由此箱补入管路。

2. 淡水受热温度升高时，其中有气（汽）体分离出来，这些气体必须及时从管路中排出，否则会影响淡水管路的正常工作。因此为了排除这些气体，在出主机的淡水泵最高点引出管子与膨胀水箱上部相通，这样，气体就可通过膨胀水箱而逸入大气。

3. 膨胀水箱与淡水泵的入口有管路相通，运转中管路中损失的淡水可经此管补充。同时，由于淡水温度较高，为了使淡水泵吸入口维持一定的压力，防止吸入时水产生汽化现象，以保证水泵的正常工作，因此膨胀水箱应设在水泵吸入口中心以上高度，以便在整个管路

中保持较高的水压，而避免产生汽化现象。

(三) 间接冷却——油—水冷却方式



- | | |
|-------------|------------|
| 1. 海水泵 | 7. 滑油泵 |
| 2. 喷油嘴柴油冷却器 | 8. 汽缸淡水冷却器 |
| 3. 柴油日用油柜 | 9. 汽缸淡水冷却泵 |
| 4. 柴油主机 | 10. 膨胀水箱 |
| 5. 喷油嘴冷却油泵 | 11. 滑油循环柜 |
| 6. 滑油冷却器 | |

图 6—3 油—水冷却管路原理图

某些柴油机部件的冷却不是采用淡水冷却，而是采用油（滑油或柴油）冷却，再用海水去冷却油，这就叫油—水冷却方式。如上图6—3，主机中的活塞及喷油嘴就是这样的冷却。

图 6—3 即为油—水冷却原理图。喷油嘴冷却油泵 5 将冷却柴油

自冷却油冷却器2吸油并打入油头去冷却，冷却油在油头吸收热量后到柴油日用柜3，最后到达冷却器2，以后油被海水冷却后又重又被冷却油泵吸入，循环不已。

主滑油泵7自滑油循环柜11吸入滑油，打入滑油冷却器6，被冷却的滑油又进入主机4的活塞，带走活塞传给的热量，冷却了活塞，然后回入滑油循环柜11中，反复不已。

这种冷却的优点在于：(1)当活塞冷却密封装置失灵或破坏时，冷却油稍有渗漏，则漏入曲轴箱而至滑油循环柜，不会产生问题。但若活塞为淡水冷却，则一旦冷却水伸缩管密封破坏渗水时，冷却水则可能漏入曲轴箱，与滑油相混而破坏滑油质量。(2)用柴油冷却喷油嘴，当喷油嘴（油头）一旦有渗漏，冷却用柴油漏入气缸，基本上也没有问题，但若油头是淡水冷却的话，则一旦油头漏油，就要破坏气缸的燃烧情况，这是不允许的。

其缺点是油冷却效果不如水冷却好，因为其比热仅是水的 $\frac{1}{2}$ ，所以用油冷却的冷却量就比用水冷却的冷却量大许多。另外在高温时，油要引起炭化，于是在冷却壁上形成积炭现象，而破坏传热。

应当指出，随着活塞水冷却密封装置的逐步完善，密封问题基本解决因此许多柴油机已经逐步由油冷却改为水冷却了。

除了上述几种冷却外，在我国某些远洋船舶上装有板式冷却器，考虑到海水腐蚀问题，因此采用低温淡水来冷却滑油，而不是用海水来冷却滑油，在管系上亦就有相应的改变和布置。

§ 6—3 “风”字号万吨轮6ESDZ76/160冷却管系实例

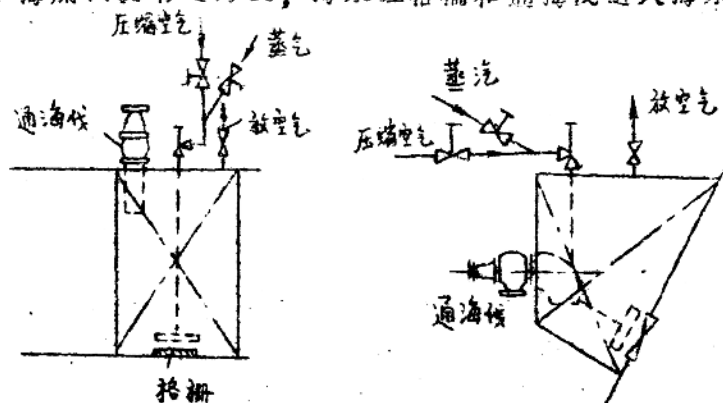
图6—5是我国自制的远洋货轮“风雷”号6ESDZ76/160主机冷却管系。冷却方式水—水间接冷却。

本管系是由缸套淡水冷却管路、活塞淡水冷却管路、喷油嘴淡水冷却管路及海水管路组成。

海水管路：

海水是由海底门10吸入的。海底门通常有高位及低位海底门之分，在深水航行时用低位，在浅水航行时则用高位，以免泥沙的吸入。

如图 6—4 所示，海底门一般设于机仓底部，舭部或离舭部不远的地方，大多设置两个以上，在船底及左右舷均设，而且付机尚有专门付海底门 12。海底门设有通海伐，海水经格栅和通海伐进入海水总管。



(1) 设于机仓底部

(2) 设于舭部

图 6—4 海底门

海底门上除有通海伐外，还有压缩空气和蒸汽吹除设备，当格栅被污物堵塞时，可用压缩空气吹除，如格栅上聚有冰粒，则用蒸汽吹除。

对通海阀要求较高，因它与船舶安全有关，它只能在船舶进坞后才能拆检。

为了保证在船舶摇摆剧烈时，可靠地吸水，希望能有一个低位海底门装在船底。

“风”字号海底门均设在舭部。

海水泵 2 自舷外经过海底门 10（高位或低位），滤器 11 将海水吸入，以后就分几路打出。一路是打入主机空气冷却器 18，冷却增压空气后再进入主机活塞冷却器 15 去冷却活塞冷却水；另一路是打入制淡装置 3 冷却蒸发蒸汽，以后进入滑油冷却器 16；然后这两路合并成一路进入缸套冷却器 14 后通往舷外。此外在海水泵出口总管上，还分有去喷油嘴冷却器 17、空气压缩机 5 以及大气冷凝器，轴承等进行冷却。为了保持海水泵进口海水温度稳定，若船舶航行在

寒冷区域，不使海水温度过低则自海水管路出舷外处引回流管19至进口处。

缸套淡水冷却管路：

主机缸套冷却水泵7将淡水打入主机1缸套及气缸盖，排气伐箱、增压器等进行冷却，然后进入缸套淡水冷却器，把自主机带走的热量传给海水，温度降低以后又由缸套冷却泵吸入，循环不已。淡水就在管路中形成闭合循环。

活塞淡水冷却管路：

由于活塞利用淡水冷却，有可能冷却水伸缘管密封不良而引起漏泄，考虑到这点，为避免因漏泄而使淡水被油质污染而影响其它淡水冷却管路因此活塞淡水冷却管路就自成一体为独立系统。活塞冷却水由活塞冷却泵8从活塞循环水柜20打上来，然后打入活塞冷却器15（缸套冷却器14亦兼作活塞冷却器用），被冷却后的活塞冷却水再进入主机活塞去冷却活塞，以后出主机回入活塞循环水柜20，形成闭合循环。活塞冷却水管密封装置上的下刮环组漏出的水则还要先经活塞冷却水过滤器过滤后再回入循环水柜20。

喷油嘴淡水冷却管路：

喷油嘴的淡水冷却亦单独自成一系统，与主机冷却管路其它部分开因此就避免了由于漏油而染污气缸冷却水的可能。

喷油嘴冷却淡水由喷嘴冷却泵9供应，它将淡水打入各喷油嘴，冷却油嘴后再进入喷油嘴淡水冷却器17，然后回至喷油嘴循环水柜21，再由冷却泵吸入，成一闭合循环。通常在喷油嘴循环柜21中均有加热管，以在主机重油冷态起动时，来予热冷却水作暖机用。

付机冷却管路：

付机海淡水管路自有独立管系，其冷却原理与主机冷却管路一样但其海水泵6则自专门的付海底门12经滤器入海水的。此外主机海水系统管路是相通的，一般情况均有阀门隔开，特殊情况付机海水可由主机海水管系供给。付机淡水管系与主机淡水管系也可相连，当主机停车后再启动时，可用付机淡水予热主机，以利于主机的启动。

上面我们介绍了“风”字号冷却管系实例。另外在有些大型船上也有这样的冷却管系，见下图6。

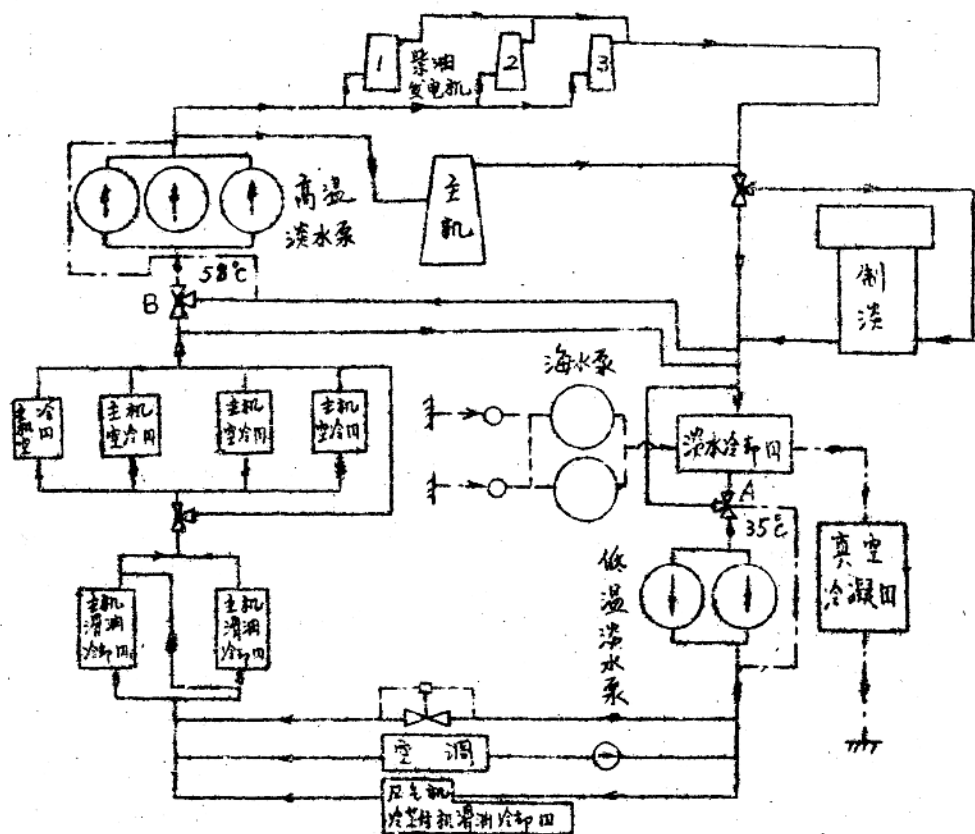


图 6—6 某些大型船上的冷却管系

它是由低温淡水管系，高温淡水管系及海水管系组成。低温淡水管系包括：低温淡水泵，辅机各冷却器，空调，主机滑油冷却器及空冷器，其温度一般在 $35^{\circ}\text{C} \sim 50^{\circ}\text{C}$ 左右。高温淡水管系则从高温淡水泵经主机、发电机、制淡装置而至淡水冷却器，其温度处在 58°C 至 65°C 左右，这温度是主机所要求的。混合阀 A，B，即起到调节低温淡水泵进口温度 35°C 以及高温淡水泵进口 58°C 。海水管系则从海水泵经淡水冷却器及真空冷凝器而出舷外。这种管系最大优点是海水管路短，大部分设备或部件是由清洁的淡水冷却，它可避免海水腐蚀，并且节省了耐腐蚀的铜管。

3-6-4 冷却系统的布置和设计

伟大领袖毛主席教导我们：“精心设计，精心施工”。冷却系统的布置和设计应该做到合理、经济及可靠，因此就要从各个方面予以考虑。

冷却系统的布置，表现在水泵、冷却器、膨胀水箱及其它各设备（如制淡装置等）在管路中的位置安排。在布置和设计时，一般有如下几种观点：

1. 使冷却器及其它热交换器的换热面积尽可能小，以便冷却器体积减小，管路也应尽可能短。

2. 减少管系能量消耗，海、淡水的冷却得到充分利用。

3. 便于排除系统中的气体，同时也应避免水泵吸入端发生汽化而产生汽蚀现象。

4. 提高设备及管路的工作可靠性和操纵运行的方便性。

在上述四种观点设计时，必须根据具体情况，确定主、次，进行全面和统一的考虑。

（一）海水管路的布置设计。

海水管路的布置设计主要在于空气冷却器、制淡装置、滑油冷却器、淡水冷却器等在管路中的安排。至于增压气机、轴承等，由于都是直接从海水管路中分出，不再与其它设备串、并联，因此问题比较简单，况且它们的冷却水量甚小，故不予过多的考虑。

根据前述设计观点，对海水管路布置的具体要求是：

1. 按照主机说明书中对各冷却器及设备的冷却水温度和压力参数要求来进行布置。

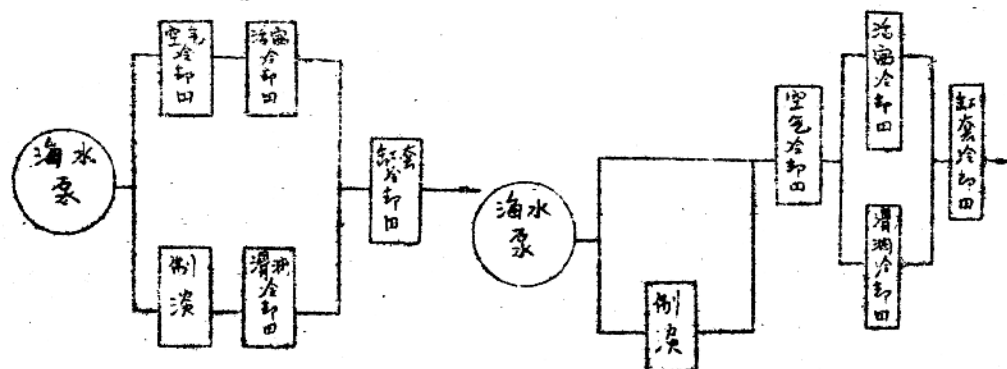
2. 应充分利用海水流量，不要有过多的旁通流量，以便选择较小的海水泵。

3. 为提高海水管路工作可靠性，海水出舷外温度不应超过 50°C ，以避免海水的大量析盐和腐蚀。

4. 各冷却器应选择合适的介质温差，达到减小冷却面积，缩小冷却器体积的目的。

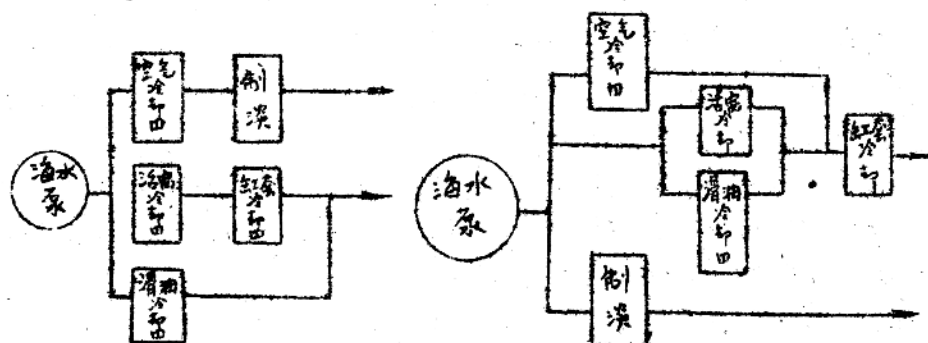
按照这些具体要求我们可以进行各冷却器和其它设备的并联、串

联和前后的布置。图 6—7 是在万吨轮上海水管路的几种布置形式。



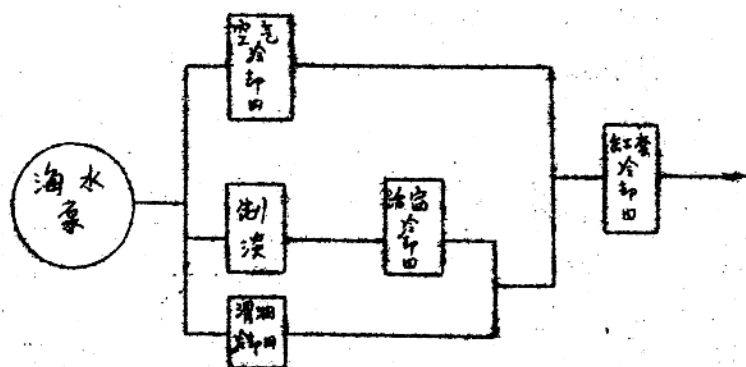
1. “风”字号轮

2. “长风”轮



3. “敦煌”轮

4. “大理”轮



5. “山”字号轮

图 6—7 海水管路的几种布置

从这些布置形式看，可以说明如下问题：

1. 空气冷却器一般设置在最前面自成一路。

由于根据主机对空冷器冷却水温度要求，进出温度为 $25-38^{\circ}$ ，温差是温度较低，所以海水泵出口海水首先进入空冷器。

2. 制冷装置大多也设置在前面，自成一路。（除敦煌轮外）

这样布置的优点在于海水冷却温度与制冷装置冷凝器中蒸汽温度温差较大，冷却效果好，冷却海水量可少。实践表明，如果海水进口温度多升高 2° ，海水量就要增加 30 吨/时。

3. 缸套淡水冷却器则往往布置在最后，由各分路合并后进入。

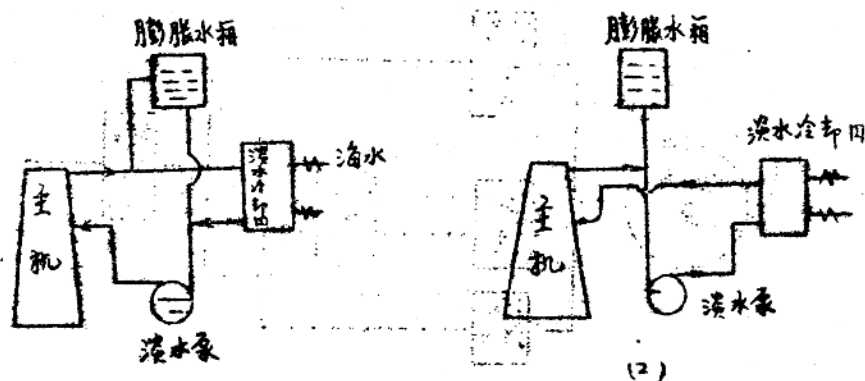
由于在缸套冷却器中热量交换最大，所需的冷却水量也最多，所以由各分路合并以后，即能以较大的海水流量去进行冷却，海水流量得到充分利用。而从海水进出温度来看，海水出口温度均在 30°C 以下，不致产生大量析盐。

4. 对于滑油冷却器和活塞淡水冷却器大多是并联布置在管路中间，而在“山”字号和“敦煌”轮则布置在前面。这主要从对这些冷却器体积的不同要求，考虑到温差及流量等来确定的。

（二）淡水管路的布置设计

淡水管路的布置主要表现在淡水泵、淡水冷却器及膨胀水箱在管路中的位置安排。

图 6—8 为淡水管路的二种布置。



(1) 图 6—8 淡水管路的布置

图 6—8(1)其淡水泵出口接至主机，而图 6—8(2)淡水泵出口接

至淡水冷却器。将泵的出口与柴油机相接，可以使冷却水压力在主机内保持较高，因而不致引起在主机冷却空间内汽化，但这种布置缺点是泵离淡水冷却器路线较长，冷却水进入冷却器时其压力降低了，当冷却器管群管板接合处有漏隙时，可能使海水漏入淡水中，而象如图6—8(2)的布置。优缺点恰恰相反。

为了使保证海水在管系中不致漏入淡水，因此在设计时淡水压力要比海水压力高。如上海船厂自制的6ESDZ76/160主机冷却水压力参数见下表。

6ESDZ76/160 全负荷时冷却水压力参数

冷却水	最低压力 Kg/Cm ²	最高压力 Kg/Cm ²
缸套冷却水(淡水)	1.38	2.20
活塞冷却水(淡水)	3.00	4.00
油头冷却水(淡水)	1.50	3.00
空冷器冷却水(海水)	/	1.50

膨胀水箱为了能使在泵的入口处保持一定的压头而不致引起汽蚀，因此通常设在机舱高处，一般设在主机气缸顶部以上3—7米左右。

对于淡水管系冷却水温度也应予以考虑。反映主机冷却情况的是淡水进出主机的温度参数，它们不宜过高或过低。过高了，一方面易使冷却水在冷却水腔内汽化，破坏冷却作用的正常进行，另一方面也使主机缸套及缸体间接合处的密封橡皮圈损坏产生漏水。相反，进出口温度过低则使主机热损失增加，效率降低，并且形成气缸内外壁温度差过大，产生热应力而造成裂缸。因此在每台主机说明书中都对冷却水温度有一定规定，我们在设计时就应根据这些规定的数值范围进行，以保证主机可靠和正常地运行。下表是6ESDZ76/160所规定的冷却水温度参数。

6ESDZ76/160 全负荷时冷却水温度参数

冷却水	进口温度℃	出口温度℃	温升 Δt
缸套冷却水	一般 55	一般 65	7—10
	最低 50	最高 75	
活塞冷却水	一般 45	一般 55	8—12
	最低 40	最高 60	
增压器冷却水	最低 50	最高 75	
油头冷却水	最低 60	最高 70	

各淡水冷却器与滑油冷却器安放在一起，并且设置在与各淡水泵同舱位的上部机舱平台，其目的是为了能使管路缩短及操作方便。

(三) 冷却管系中的散热量确定

在冷却管系设计时，要根据主机各部件的散热量进行各种设备的估算。而各部件的散热量具体数值又必须按主机热平衡试验才能得到，因为由于错综复杂的因素不可能使用计算方法将散热量精确地得到的。因此在设计时，往往参考同类型主机的散热量数据进行。下表列出的是与 6ESDZ 76/160 同类型主机的各部件散热量数据，供设计时参考：

热 平 衡 数 据

部 件 名 称	散 热 量 大 卡 / 时
空气冷却器	1056000
气缸套、气缸头 (包括增压器、排气阀)	2400000
油 泵	624000
喷 油 头	13440
滑油冷却器	134400

对于不同的主机形式，不同的结构，不同的缸数、缸径及冲程其散热量也都是不同的。

(四) 离心水泵的估算

离心水泵的估算是运用离心泵的一项重要工作。我们就结合“风”字号冷却管系设计来介绍海水泵的估算方法。估算方法有二种：一种是计算法，另一种是经验数据法。

1. 计算法：

$$\text{离心泵流量 } Q = \frac{[Q]}{RC\Delta t} \dots \dots \dots (1)$$

[Q]——换热量(大卡/时)

C——海水比热(大卡/公斤度)($C_{\text{海水}} = 0.94$)

Δt ——冷却海水的温升(度)

R——海水比重

见图 6—9，为“风”字号海水管路原理图。要想选择海水泵的容量，必须计算海水管路中各海水分管中的流量。在图 6—9 中，必须计算分管 I、II 中所需的海水流量。

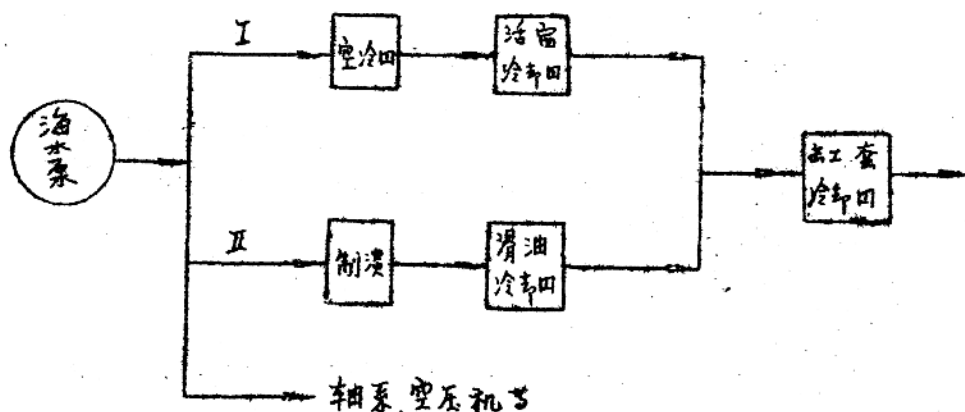


图 6—9 海水管路原理图

分管 I 中海水流量 = 空气冷却器冷却海水量

分管 II 中海水流量 = 制淡装置中冷却海水量

按公式(1)计算空气冷却器中所需要的冷却海水量。

(1) 换热量 $[Q]$

所谓换热量 Q 在这里指的是空气冷却器中海水从空气中吸收的热量，也就是空气传递给海水的热量。

这热量 $[Q]$ 从主机热平衡资料中得来，或参照同类型主机热平衡资料。

在空气冷却器中换热量 $[Q] = 1056 \times 10^3$ 大卡/时

(2) 温升 Δt

这是指海水在空冷器中吸热后的温度上升的度数。

此温升可参考主机说明书以及从海水管系布置方面考虑确定。对本主机 6ESDZ76/160 $\Delta t = 3^\circ \sim 5^\circ$ 现取 4°C 。

(3) 海水比热 $C = 0.94$ 大卡/公斤度 (15°C)

(4) 海水比重 $R = 1.025$ (15°C)

$$\therefore Q_I = \frac{1053 \times 10^3}{1.025 \times 0.94 \times 4} = 274 \text{ 米}^3 / \text{时} (= 280 \text{ 吨/时})$$

按照同样方法求得分管 II 中的海水流量，即制淡装置冷却海水量

$$Q_{II} = 148 \text{ 吨/时}$$

此外海水泵尚需供应轴系、空压机等冷却，需海水量 $Q_{III} = 43 \text{ 吨/时}$

$$\therefore \text{总的海水泵流量 } Q = Q_I + Q_{II} + Q_{III} = 280 + 148 + 43 = 471 \text{ 吨/时}$$

考虑海水泵应有一定容量余度，故选立式离心水泵 10CL-18

$$\text{容量 } Q = 486 \text{ 米}^3 / \text{时}$$

$$\text{压头 } H = 23.75 \text{ 米水柱}$$

2. 经验数据法

所谓经验数据法就是以主机最大持续功率为基础估算海水所需要的流量，从而确定海水泵的容量。

根据有关资料：

活塞冷却方式	增压度 %	海水泵 单位排量 (升/马力小时)		海水泵压头(米水柱)	
		直接冷却	间接冷却	直接冷却 缸套	间接冷却
淡水冷却	0	缸套	40~60		15~20
	20~45		40~50		
油冷却	0	40~50	40~50	20~25	
	20~45		28~50		

6ESDZ76/160 水冷活塞式柴油机 (增压度 20~45%)，
取海水泵单位排量为 40~50 升，现最大持续功率 9000 马力。

$$\text{所以海水泵容量为 } 9000 \times (40 \sim 50) = 360000 \sim 450000 \text{ 升/时} \\ = 360 \sim 450 \text{ 米}^3 / \text{时}$$

$$\text{压头为 } 15 \sim 20 \text{ 米水柱}$$

考虑海水泵有一定的余度，故可选 10CL-18 立式离心水泵

$$\text{容量 } Q = 486 \text{ 米}^3 / \text{时}$$

$$\text{压头 } H = 23.75 \text{ 米水柱。}$$