

轮机员考试试题解答

〔日〕轮机技术研究会编

滕毓富 殷佩海等 译

人民交通出版社

145107

轮机员考试试题解答

〔日〕轮机技术研究会 编

滕毓富 殷佩海等 译



人民交通出版社

内 容 提 要

本书是根据日本成山堂书店 1977 年出版的《甲级长 800 题》、《甲一机 800 题》、《甲二机 800 题》三本书翻译而成的。原书收集了 1975 年 7 月至 1977 年 4 月期间日本轮机员考试试题解答共八期，试题内容大都是有关原理、结构、性能和使用管理的基础知识和实际知识。

本书将原书三本合为一本，并分为轮机长、大管轮、二管轮三篇。每篇均按汽轮机、内燃机、辅机、电工、轴系、机械零件和机械原理、船员职责七个部分编排。本书无论在理论和实际的结合上，在深度广度上以及在普及和提高的关系上，处理得都比较好，对我国广大船员具有较大的参考价值。

本书可供广大轮机人员阅读，亦可作为教学参考书，特别是对应考轮机人员和有关人员是一部较好的参考书。

轮机员考试试题解答

(日) 轮机技术研究会 编

滕毓富 殷佩海等 译

人民交通出版社出版

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

北京市大兴县印刷厂印

开本：850×1168 $\frac{1}{32}$ 印张：11.125 字数：291 千

1982 年 2 月 第 1 版

1982 年 2 月 第 1 版 第 1 次印刷

印数：0001—7,800 册 定价：2.05 元

翻 译 说 明

本书是根据日本成山堂书店1977年出版的《甲级长800题》、《甲一机800题》、《甲二机800题》三本书翻译而成的。原书收集了1975年7月至1977年4月期间日本轮机员考试试题和题解共八期，内容大都是有关原理、结构、性能和使用管理的基础知识和实际知识。试题的解答首先很好领会了问的是什么，抓住了要点，简明扼要。本书内容无论在理论和实践的结合上，在深度和广度上以及在普及和提高的关系上，处理都比较好，对我国广大船员都有较大的参考价值。

每期试题略有不同，但内容基本上不外乎汽轮机、内燃机、辅机、电工、轴系、机械零件和机械原理、船员职责、英语八个部分。考虑到我国读者的实际需要，在翻译本书时，我们在内容编排上作了较大的更动：将原书由三本合并为一本，全书分为三篇，分别为轮机长、大管轮、二管轮试题解答，每篇内容均按汽轮机、内燃机、辅机、电工、轴系、机械零件和机械原理、船员职责次序编排；在八个部分中，删去了英语部分和重复试题；将同类试题按七个部分归并在一起。

本书可供广大轮机人员阅读，亦可作为教学参考书。

由于我们水平有限，缺点一定不少，希望广大读者在使用过程中随时提出宝贵意见。

参加本书翻译工作的有：滕毓富（汽轮机、轴系部分）、郑克钊（内燃机部分）、殷佩海（辅机部分）、李采英（电工部分）、王肃（机械零件和机械原理部分）、王德英（船员职责部分）。全书由滕毓富审订，王德英参加了部分审校工作。

译 者

目 录

第一篇 1975~1977年轮机长试题解答

第一章	汽轮机试题解答	1
第二章	柴油机试题解答	19
第三章	辅机试题解答	50
第四章	电工试题解答	68
第五章	轴系试题解答	82
第六章	机械零件和机械原理试题解答	91
第七章	船员职责试题解答	118

第二篇 1975~1977年大管轮试题解答

第一章	汽轮机试题解答	134
第二章	柴油机试题解答	143
第三章	辅机试题解答	168
第四章	电工试题解答	190
第五章	轴系试题解答	200
第六章	机械零件和机械原理试题解答	208
第七章	船员职责试题解答	235

第三篇 1975~1977年二管轮试题解答

第一章	汽轮机试题解答	250
第二章	柴油机试题解答	260
第三章	辅机试题解答	285
第四章	电工试题解答	306
第五章	轴系试题解答	312
第六章	机械零件和机械原理试题解答	320
第七章	船员职责试题解答	335

第一篇 1975~1977年轮机长 试题解答

第一章 汽轮机试题解答

问题1

1) 试回答关于汽轮机的下列问题:

(1) 假设汽轮机进口蒸汽的焓为 H (千卡/公斤), 汽轮机出口蒸汽压力下饱和水的焓为 h (千卡/公斤), 等熵膨胀焓降为 h_0 (千卡/公斤), 效率为 η , 分别以式子来表示汽耗率 Q (公斤/马力·小时) 和热耗率 G (千卡/马力·小时)。

(2) 热耗率用在什么场合?

(3) 热效率在超负荷运行时为什么会降低?

2) 试回答关于汽轮机叶片的下列问题:

(1) 叶片容易产生浸蚀的是哪个部位? 为了防止浸蚀对叶片进行覆盖保护时, 应采用何种材料?

(2) 在运行中, 静叶片和动叶片上会产生何种应力?

3) 由高压缸与低压缸组成的双缸汽轮机, 当高压汽轮机发生故障只有低压汽轮机单独运行时, 试说明其要领。

解答1

1) (1) 汽耗率 Q 为

$$Q = \frac{632.5}{h_0 \eta} \text{ (公斤/马力·小时)}$$

热耗率 G 为

$$G = (H - h) Q = \frac{632.5(H - h)}{h_0 \eta} \text{ (千卡/马力·小时)}$$

(2)判断汽轮机性能是否良好时采用。如果热耗率已知,则实际热效率 η_t 按下式求出,

$$\eta_t = 632.5/G$$

(3)超负荷运行时供给的蒸汽量多,蒸汽因各级叶片的通流面积不足而不能充分膨胀。此外,蒸汽由末级叶片流出速度过大,热损失较高。因此,超负荷运行要比额定负荷时热效率减小。

2)(1)浸蚀往往发生在动叶片进口端凸面顶端附近,只要将这一部分用钨铬钴硬质合金等耐腐蚀性材料焊接,就能防止浸蚀。

(2)产生的应力有:由离心力产生的拉伸应力;由蒸汽的冲击力引起的弯曲应力;由于与喷嘴数成比例的周期性冲击力而产生的振动(交变弯曲应力);采用反动式汽轮机时,蒸汽通过叶片过程中压力降低,由于叶片进口和出口的压力差而产生的弯曲应力;制造安装过程中叶片所承受的应力。其中由离心力产生的拉伸应力最大。

3)如图1所示,安装应急管和盲板。首先卸下高压汽轮机叶轮和减速齿轮的连接头。因为低压汽轮机不能直接使用过热蒸汽,因此应使用通过减热器的蒸汽,或者把饱和蒸汽导向喷嘴阀。

输出功率应以额定功率的四分之一左右为限。开车或停车时,应尽量避免急剧的操作。对于相关联的排汽管、

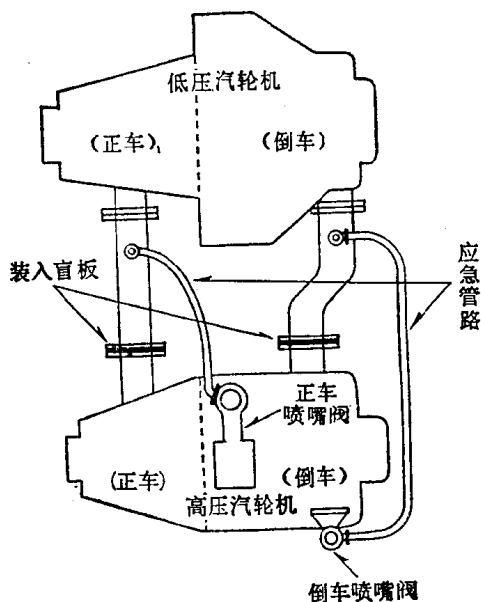


图 1

润滑油管系的状况以及主冷凝器的温度等，必须特别予以注意。

问题？

1) 用适当的答案填空。

(1) 帕森斯数[Parsons 数]随汽轮机的转速和 ① 或者 ② 而变化，帕森斯数越 ③，汽轮机的内部效率就越高。

(2) 汽轮机的机械损失，在转速和负荷两者中与 ④ 成比例增减，当 ④ 一定时，⑤ 的变化不大影响机械损失。

(3) 汽轮机末级的排汽损失，受负荷和冷凝器 ⑥ 的影响。

2) 试回答汽轮机的下述问题：

(1) 一般冲动式汽轮机采用部分进汽，反动式汽轮机采用全进汽，为什么？

(2) 在自动化装置上安装的自动稳压装置，在何种情况下应设置警报装置？

3) 试述汽轮机减速齿轮的牙齿折损的原因。另外，折损的预兆通常是怎样表现的？

解答2

1) (1) ①叶轮的直径；②绝热焓降；③大。

(2) ④转速；⑤负荷。

(3) ⑥真空度。

2) (1) 在冲动式汽轮机中，蒸汽流过喷嘴时产生膨胀，同时把热能转换为动能。由于高压端由喷嘴喷出的蒸汽比容小，如采用全进汽，喷嘴的高度就会过低，所以采用部分进汽，这样喷嘴高度可以增加，效率可以提高。

在反动式汽轮机中，蒸汽的膨胀是在静叶和动叶两个地方进行的，可把整个汽轮机看成一个大的喷嘴，蒸汽从汽轮机进口直到出口都在膨胀，使之工作，所以蒸汽从一开始就能采用全进汽。

(2) 自动稳压装置上在下述情况下安装警报装置：

① 按下起动按钮之后，即使超过了规定的时间，主机汽轮机

转速仍达不到规定的转速时；

②转速超过规定转速时。

3) 牙齿折损的原因和预兆：

(1) 齿面的热处理不恰当，或者材料不良。由于表面加工不良、表面硬度不均等而发生点状腐蚀、咬死或剥落；

(2) 齿面咬进坚硬的异物时，齿的接触面就局部硬化；

(3) 长期超负荷工作达到疲劳极限时，发生咬死或剥落；

(4) 设计不良以及安装或者中心线不正时，产生咬死或剥落；

(5) 由于严重剥落或者咬死，造成强度不足；

(6) 在暴风雨天或起动时遭到严重冲击。

问题3

1) 试回答汽轮机的下列问题：

(1) 喷咀或导向叶片与动叶片之间的轴向间隙，在高压段和低压段，哪个大？另外，设置此间隙会产生何种损失？

(2) 由于叶片顶部间隙（半径方向间隙）产生的漏泄损失，反动式汽轮机要比冲动式汽轮机大，为什么？此外，高压段损失比率比低压段大，为什么？

2) 试回答关于汽轮机构造的下列问题：

(1) 起动时，为了减少汽缸上下法兰盘与接头螺栓之间的温差，应考虑哪些问题？

(2) 汽缸上下法兰盘处应如何保持汽密？

(3) 连结高压缸与低压缸的蒸汽管，对于汽缸的膨胀和振动，必须考虑哪些问题？

3) 试述蒸汽轮机转子的静平衡试验方法。

解答3

1) (1) 轴向间隙是为了使静子与转子互不接触而设置的。此间隙由高压段向低压段逐渐增加。由于此间隙而产生的损失有漏汽损失和吸汽损失。

漏汽损失是喷咀流出的蒸汽通过轴向间隙时，一部分在叶片

外部漏掉。为了减少这种损失，应采用下述方法：使动叶的高度略高于喷咀出口高度；使用斜切口喷咀（冲动式汽轮机）；使喷咀中心线略微倾斜。

为了减少漏汽损失并使喷咀流出的蒸汽不致冲击动叶的叶尖或根部，动叶片流入端的高度一般要略高于喷咀流出端的高度。在此情况下，冲动式汽轮机由于动叶片的前后没有压力差，蒸汽滞留在动叶进口的叶尖和根部附近的空间内。

从喷咀喷出的主蒸汽流，在动叶进口一侧两端（顶部和根部）产生吸入作用（产生低压），把附近空间内蒸汽吸入，使之与主蒸汽流相混合，形成混合流。由于这种混合流动产生吸入作用，因而产生损失。这种损失叫做吸汽损失。

（2）在反动式汽轮机中，蒸汽在导向叶片和动叶片中进行膨胀，由于动叶片内也有压力变化，所以在动叶片的进出口之间产生压力差，通过叶片顶部间隙（半径方向间隙）的蒸汽成为漏汽损失。叶片径向间隙的漏汽损失，与间隙的大小和叶片高度有关。间隙越大，叶片越短，漏汽损失就越多。所以，叶片短的高压段，其径向间隙相对比较大，漏汽损失就大。

2)（1）为了减少温度差，应采取如下措施：

- ①使紧固螺栓的中心接近汽缸的内侧；
- ②在汽缸的法兰盘内部做出蒸汽的套管，以便蒸汽流通；
- ③在紧固螺栓的中心处开孔，装配时由内部加热使之膨胀，利用冷却引起的收缩加以紧固。

（2）汽缸法兰盘表面在装配时不使用填料。为了保持汽密，其接触面应经过仔细加工，在离内侧约1厘米左右处涂抹锰土、石墨等，涂抹锰土、石墨等要防止掉进汽缸内，以防止在高温下凝固。

（3）蒸汽联结管上应安装伸缩法兰盘。

3)转子静平衡试验，一般采用转动法。就是把转子轴放在两根钢轨上使之转动，较重的一侧转到下面而静止下来。根据这个方法可以发现不平衡。如果存在不平衡可在相反的一侧加添平衡

重量，或把确定的不平衡重量从下侧削掉，以保持平衡。此外，还可采用天平法，即转子放至设有刀刃的台架上，正象用天平测量一样来发现重心偏移的一侧。

问题4

1) 图2所示为蒸汽轮机喷嘴内蒸汽焓降 $h-s$ 热线图（焓熵图）。设蒸汽由初压 p_1 、初温 t_1 的 A 点开始膨胀到终压 p_2 ，喷嘴内无摩擦阻力时的终点为 B ，有摩擦阻力时的终点为 C 。 A 、 B 、 C 点的焓分别为 h_A 、 h_B 和 h_C ，喷嘴进口的蒸汽流速为零，试将下列各项用算式表示。

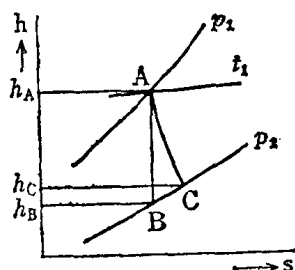


图 2

(1) 无摩擦阻力时的蒸汽流出速度 C_0 ;

(2) 有摩擦阻力时的蒸汽流出速度 C_1 ;

(3) 速度系数 ψ ;

(4) 喷嘴效率 η_n ;

(5) 喷嘴效率与速度系数的关系。

2) 倒车汽轮机设置在正车低压汽缸内的汽轮机，试回答倒车级的下列问题：

(1) 通常使用的级是何种形式？

(2) 输出功率一般设计为多少？

(3) 倒车运行时，为了防止正车汽轮机叶片过热，还需要设置何种设备？

(4) 为了减少倒车运行时由于汽缸过热或膨胀所引起的轴线变形，还设有何种设备？

解答4

$$1) (1) C_0 = 91.5 \sqrt{h_A - h_B} \quad (\text{米/秒})$$

$$(2) C_1 = 91.5 \sqrt{h_A - h_C} \quad (\text{米/秒})$$

$$(3) \psi = \frac{C_1}{C_0}$$

$$(4) \eta_n = \frac{h_A - h_C}{h_A - h_B}$$

$$(5) \eta_n = \psi^2$$

【说明 1】 喷咀内的流动

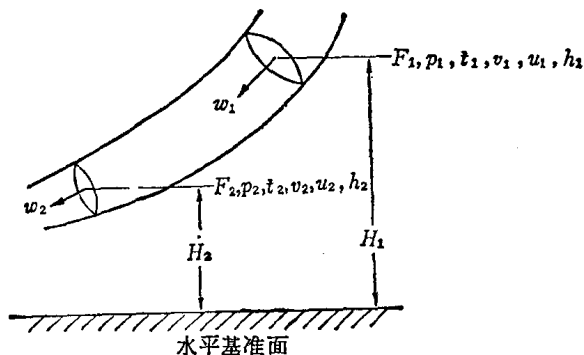


图 3

F -断面积, p -压力, t -温度, v -比容, u -内能, h_1 -焓, h_2 -焓, w -平均速度

通常, 流体如图 3 所示均匀流动时, 假设由断面 F_1 流到断面 F_2 之间, 从外部接受了 GQ_{12} 千卡/秒 (对 G 公斤/秒的流量) 的热量, 则下面的能量式可以成立, 即

$$GQ_{12} = G(u_2 - u_1) + \frac{AG(w_2^2 - w_1^2)}{2g} + AG(H_2 - H_1) + AG(p_2 v_2 - p_1 v_1) + AGL_t \quad (1)$$

式中: A ——功的热当量 $\left(\frac{1}{427} \frac{\text{千卡}}{\text{公斤} \cdot \text{米}} \right)$;

g ——重力加速度 (9.8 米/秒^2) ;

$G(u_2 - u_1)$ ——内能的增加;

$\frac{AG(w_2^2 - w_1^2)}{2g}$ ——动能的增加;

$AG(H_2 - H_1)$ ——位能的增加;

$AG(p_2 v_2 - p_1 v_1) + AGL_t$ ——对外作功①。

- ① 对外作功中的 $Gp_1 v_1$ 是流体流进断面 F_1 时由后面流体推动所作的功, $Gp_2 v_2$ 是流体由断面 F_2 流出时为了推动前面的流体所作的功。另外, GL_t 是流体由 F_1 流到 F_2 时对原动机等作用而产生的功。

引用焓 $h = u + A p v$ 式, 整理(1)式可得

$$Q_{12} = (h_2 - h_1) + \frac{A(w_2^2 - w_1^2)}{2g} + A(H_2 - H_1) + AL_t \quad (2)$$

如将(2)式用于汽轮机喷咀内的汽流, 则可认为: $Q_{12} = 0$, $GL_t = 0$, $H_2 - H_1 = 0$ 。所以

$$h_1 - h_2 = \frac{A(w_2^2 - w_1^2)}{2g} \quad (3)$$

当喷咀进口的流速 $w_1 = 0$ 时, 喷咀出口流速 w_2 为

$$w_2 = \sqrt{\frac{2g}{A}(h_1 - h_2)} \approx 91.5\sqrt{h_1 - h_2} \text{ 米/秒} \quad (4)$$

以上算式, 在汽流上有摩擦作用时也成立。

【说明 2】速度系数 ψ 和喷咀效率 η_n 。

假设喷咀内无摩擦阻力时焓降为 Δh , 喷咀出口的蒸汽流出速度根据(4)式为

$$C_0 = 91.5\sqrt{\Delta h}$$

实际上, 摩擦一定要起作用, 此时焓降就要比 Δh 小, 变为 $\Delta h'$, 实际喷咀出口的蒸汽流出速度为

$$C_1 = 91.5\sqrt{\Delta h'}$$

C_1 比 C_0 小。所以, C_0 与 C_1 以及 Δh 与 $\Delta h'$ 的关系可表示如下:

$$C_1 = \psi C_0; \quad \Delta h' = \eta_n \Delta h$$

式中: ψ ——速度系数, 一般为 $0.92 \sim 0.96$ 左右;

η_n ——喷咀效率, 显然两者之间有 $\eta_n = \psi^2$ 的关系。

2)(1)一般使用二列速度级(按发明者的名字又称柯蒂斯级)。在这种汽轮机的喷咀中, 蒸汽从初压力一直膨胀到最终压力, 由此得到的蒸汽射流的动能使二列或二列以上动叶做功。这种级, 轴和叶轮直径尺寸都较小而可利用大的焓降, 并具有变工况时有效效率变化小的特点。

图 4 所示为具有二列动叶片和一系列导向叶片的级压力和速度

变化情况。

(2) 倒车级所要求的输出功率应根据操船要求来决定。可是，考虑到制造成本以及正车运行中的鼓风损失等，一般设计成具有正车连续最大输出功率时的流量和正车连续最大输出功率50%时的转数，并能够产生相当于正车转矩80%的倒车转矩。因此，倒车输出功率是正车连续最大输出功率的50~60%左右。

(3) 倒车运行中造成正车汽轮机叶片过热的直接原因是动叶片的空转所引起的鼓风损失，对此并不设置专门的发热预防装置，只是在操作管理中尽量提高冷凝器真空度来减少鼓风损失。

但是，倒车时，为了防止倒车级的排汽加热汽缸和正车汽轮机，间接地安装以下装置：在正车汽轮机与倒车级之间安装挡板，以防止倒车级向正车汽轮机排气，或者相反，从正车汽轮机向倒车级排气；安装导板将排气顺利地导向排气室；倒车级运行时，采用喷雾装置自动地向温度较高的倒车排汽中喷射冷却水；把倒车级安装在正车汽轮机的排汽扩压器上，以便正倒车汽轮机的蒸汽流动方向一致。

(4) 倒车级运行时，由于使用上的原因，温度急剧上升，其结果容易使各部分产生不同的膨胀，引起轴线位移。为此，应采取如下措施：

① 蒸汽进口管：采用入笼方式，即把适当的伸缩接头插入汽缸内。

② 汽缸：倒车级一侧使用能自由沿轴向伸缩的可挠性工字型

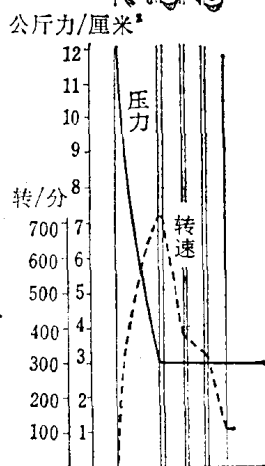
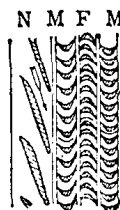
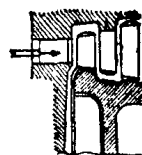


图 4
N-喷嘴；M-动叶片；F-导向叶片

支撑板等，但对支撑方法应予特别注意；汽缸的排汽侧通过伸缩接头或伸缩管连向冷凝器，或者将排汽室法兰盘用螺栓固紧引向冷凝器；除排汽端之外，汽缸周围进行充分的保温；倒车排汽应有自动喷射冷却水的设备。

③联接接头：安装在汽轮机轴与第一级小齿轮轴之间的连接部位上。

问题5

1) 用适当的答案填空：

多级汽轮机中各级等熵焓降的总和，比汽轮机从初压到终压的理论等熵焓降 ①。各级等熵焓降的总和与汽轮机从初压到终压的理论等熵焓降之比叫做 ② 系数。系数的值约为 ③，级数越多越 ④，同时，汽轮机的内部效率越低越 ⑤。

2) 试回答汽轮机主机减速齿轮的下列问题：

(1) 所谓齿轮的 K 值是指的什么？

(2) 二级减速齿轮装置

中第2级齿轮的牙齿比第1级的容易变形，为什么？

解答5

1) ① 大；② 重热；
③ 1.02~1.10；④ 大；⑤ 大。

【说明】多级汽轮机中，各级的摩擦功不能被利用，只能转变为热量来加热蒸汽，使焓熵增加，其一部分被下一级所利用。

在图5中，假设初压为 p_1 ，终压为 p_0 ，蒸汽最初状态点为 A ，没有摩擦和其他原因引起损失，蒸汽等熵

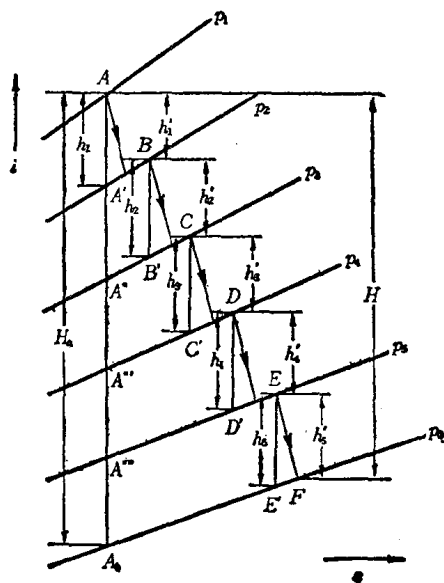


图 5

膨胀至汽轮机出口状态点 A_0 。实际上,由于各级存在阻力,其变化形式为 $ABCDEF$ 。各级焓降为 $\overline{AA'} = h_1$, $\overline{BB'} = h_2 \dots\dots$, $\overline{EE'} = h_n$, 各级焓降之和为 $\Sigma h = h_1 + h_2 + \dots\dots$, 与等熵焓降 $\overline{AA_0} = H_a$ 不相等。从蒸汽的 $i-s$ 线图中可以清楚看出,如果等压线平行,则为 $\overline{A'A''} = \overline{BB'}$, $\overline{A'A''} = \overline{CC'}$; $\Sigma h = \overline{AA'} + \overline{A'A''} + \overline{A''A'''} + \dots\dots\dots = \overline{AA_0} = H_a$, 实际上等压线越偏右方,其间隔就越大,因此, $\Sigma h > H_a$ 。 Σh 和 H_a 的比即 $\Sigma h/H_a$, 一般用 μ 表示,叫做重热系数。

2)(1) 齿轮的 K 值, 是判断齿轮负荷能力大致标准的指标, 可根据下式计算:

$$K = \frac{P}{D} \cdot \frac{1+i}{i}$$

式中: K ——纵向运动齿轮负荷能力的指标, 公斤力/厘米²;

P ——平均齿宽负荷, 公斤力/厘米;

D ——小齿轮节圆直径, 厘米;

i ——齿轮的减速比, 以小齿轮齿数除以大齿轮齿数所得的整数。

【说明】 根据估计, 齿轮的主要损伤是齿面疲劳现象的纵向运动、齿的交变弯曲疲劳所引起的折损以及啮合齿面的烧损等。因此, 齿轮的容许负荷应根据其对这些损伤的耐久能力来决定。

从前, 船用减速齿轮中广泛应用的调质钢齿轮的负载能力一般以纵向运动的负载能力为依据, 因此以赫兹应力为基础的所谓 K 值就成了齿轮负载能力的大致标准。

(2) 汽轮机用的二级齿轮, 不可避免地要受到主轴系调整的影响。所以, 主轴系调整不当时, 二级大齿轮前后轴承负荷便不一致, 从而成为外力矩, 影响齿轮的啮合。因此, 第 2 级齿轮的牙齿就比第 1 级容易变形。

问题6

1) 试回答汽轮机转子的下列问题:

(1) 转子的临界转速是由于轴的什么振动而产生的?

(2)反动式汽轮机为什么一般不用柔性轴而用刚性轴?

2)试回答汽轮机冷凝装置的下列问题:

(1)设计主冷凝器时,标准海水温度和主冷凝器上部的真空度各定为多少?

(2)为什么要把冷凝器的空气抽出口接装在冷却水最低温度附近?

(3)主冷凝器的冷却采用戽斗与主循环泵组合的戽斗冷却方式时,戽斗冷却必须在什么时候更换为泵冷却?

解答6

1)(1)汽轮机的转子的临界转速是由于轴的弯曲振动而产生的。产生弯曲振动的原因是:由于转子轴心和质量中心不一致而产生离心力;由于安装在轴上的盘形叶轮自重而产生挠曲,使轴承的几何中心与轴的中心线不一致而产生离心力等。由于这些原因,弯曲振动的周期与回转周期相等,若达到共振转速,轴就会产生很大的应力,汽轮机和机座就要剧烈振动,如果对轴失去控制力,就要发生严重事故。

【说明】在无重量的轴上装上重量为 G 的圆盘,把轴的两端自由地支持起来。图6中 A 为轴的中心, D 为圆盘的中心, c 为 AD 间的距离(不考虑由于圆盘而出现的挠曲)。

假设轴以角速度 ω 旋转时因重心 D 而产生的离心力 C 所引起的轴的挠度为 y , 则

$$C = \frac{G}{g}(y+c)\omega^2 (\text{公斤力})$$

在此挠度下,轴内产生弹力 P 力图使轴恢复到原有的自由状态,则

$$C = \frac{G}{g}(y+c)\omega^2 = P = \alpha y$$

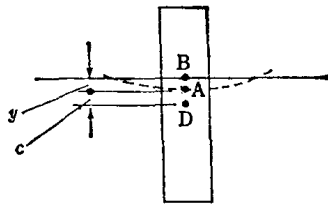


图 6

式中: α ——弹性力与挠度之间的关系系数。

设 $\frac{G}{g} = m$