

284063

中等专业学校交流讲义

电机设计与制造补充讲义

哈尔滨电工学院电机教研室编著

学校内部用书



中国工业出版社



中等专业学校交流讲义



电机设计与制造补充讲义

哈尔滨电工学院电机教研室编著

学校内部用书

中国工业出版社

本书叙述电机零件机械计算、大型电机设计特点及大型电机制造特点等三个问题。这些问题在一般电机设计及制造书籍中涉及得甚少，故本书可作为这方面的补充教材或参考书。本书适用于中等专业学校电机专业，但也可供从事电机制造工作人员参考。

电机设计与制造补充讲义

哈尔滨电工学院电机教研室编著

*

中国工业出版社出版（北京佟麟阁路丙10号）

（北京市书刊出版事业许可证出字第110号）

机工印刷厂印刷

新华书店科技发行所发行·各地新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ · 印张 $6 \frac{3}{8}$ · 字数 143,000

1961年7月北京第一版·1961年7月北京第一次印刷

印数 0001—3133 · 定价(9-4)0.64元

统一书号: 15165 · 487 (—机—81)

前 言

本书是根据中等专业学校电机制造专业教学需要所编写的。过去，中等专业学校电机制造专业学生对大型电机设计与制造知识很感需要，而一般有关大型电机设计与制造及电机零件结构等书籍又都偏深偏广，不适合中专学生学习程度。

这次编写本书的主要内容包括电机零件机械计算、大型电机设计特点与大型电机制造特点三部分。

电机零件机械计算部分是集中的阐述电机整个结构中的一些主要零件的有关设计与计算方法。

“大型电机设计特点”部分只是叙述水轮与汽轮发电机的一些主要设计问题的确定，而不是从电磁计算开始讲起。

“大型电机制造特点”部分是介绍汽轮与水轮发电机的几个主要部分的制造工艺过程，一般在中小型电机制造中都已了解了的问题，本书就不再详细叙述。

本书适合于中等专业学校学生在学习一般电机设计与制造的基础上，作为进一步概括的了解大型电机有关设计与制造问题的补充讲义。

本书全部内容适用于 40~50 教学学时的讲授。

哈尔滨电工学院电机教研室

1961 年 5 月

目 次

前言	3
----	---

第一篇 电机机械计算和大型电机 设计特点

第一章 电机的机械计算	5
1-1 转轴的机械计算	5
1-2 换向器的机械计算	11
1-3 电机转动部分的机械计算	15
1-4 电机定子部分的机械计算	29
附录	35

第二章 大型电机的设计特点	40
2-1 水轮发电机的设计特点	40
2-2 汽轮发电机的设计特点	40

第二篇 大型电机制造的特点

第三章 水轮和汽轮发电机结构概述	55
3-1 水轮发电机结构及其零件	55
3-2 汽轮发电机结构及其零件	55

第四章 定子铁心	56
4-1 铁心绝缘	56
4-2 铁心的扇形片剪裁	57
4-3 铁心的冲剪	58
4-4 铁心的冷却	59
4-5 铁心在定子机座内的固定	61

4-6 装压铁心的一些问题	64
---------------	----

第五章 定子机座

5-1 结构概述	68
5-2 机座加工	69
5-3 定位筋条的选择和固定	70

第六章 定子线圈制造与绕组下线

6-1 线圈类型	72
6-2 线圈的绝缘结构	73
6-3 定子线圈的制造过程	75
6-4 定子线圈试验	81
6-5 定子绕组的端部结构及其固定	82
6-6 定子绕组下线	83

第七章 转子本体及其零件

7-1 转子结构概述	84
7-2 汽轮发电机转子本体制造	86
7-3 其他转子零件	88

第八章 转子线圈与转子装配

8-1 转子线圈制造	90
8-2 水轮发电机转子装配	94
8-3 汽轮发电机转子下线与装配	94

第九章 总装配

9-1 汽轮发电机总装配的简要过程	99
9-2 汽轮发电机的试验项目	100

第一篇 电机机械計算和大型电机設計特点

第一章 电机的机械計算

进行电机結構設計时必须同时进行必要的机械計算，用以决定零件的几何尺寸以及决定电机在最不利情况下零件中所受的机械应力。判断一个电机的好坏，不仅要看它是否能够滿足所提出的性能上的要求，并且要价格便宜和运行可靠。結構材料的价格亦是电机总价格中的一个主要部分。要降低結構材料的价格，可利用焊接結構，利用較便宜的材料，增加材料負荷或減輕材料的重量等方法。但靠增加負荷来減輕結構重量时不应随之影响电机的可靠性。故在进行电机結構設計和确定零件尺寸时必须对一般的机械部件进行必要的机械計算，使結構零件既省材料又能滿足运行的可靠性。

电机上进行机械計算的主要有：

- 一、轉軸計算 計算轉軸所受的应力、撓度以及临界轉速；
- 二、換向器計算 計算換向片、压圈以及拉紧螺杆所受的应力；
- 三、軸承計算 計算軸承寿命以及确定軸承型号；
- 四、电机轉动部分机械計算 計算 1) 轉子固定用零件的应力，例如槽楔、扎鋼絲、磁极 T 尾固定及汽輪发电机护环等； 2) 轉子本体的应力，例如汽輪发电机实芯轉子、水輪发电机磁軛叠片以及交直流电机鉄芯等；
- 五、电机定子部分机械計算 計算 1) 直流电机定子部分，例如机座剛度、主极和換向极固定螺栓以及底脚螺栓等； 2) 交流电机定子部分，例如机座剛度以及繞組端部綁环等。

电机零件的机械計算方法主要是根据零件形状以及受力情况而折算成材料力学課程中所分析的典型元件，例如梁、杆、薄壁筒以及厚壁筒等。并用材料力学所引用的相应公式来計算电机零件的机械应力。故学生在学习时除了掌握一些主要电机零件的机械計算方法外，还应学会如何根据电机零件形状以及分析其受作用力的情况并把它分析成材料力学中的典型元件的典型受力情况，例如根据扎鋼絲的形状以及其受繞組旋轉离心力的作用而把它分析为受均称負荷的薄壁筒。这样，就根据材料力学中所学的基本公式来計算电机零件中的应力。

1-1 轉軸的机械計算

設計电机轉軸时必须同时进行轉軸的机械計算。轉軸的机械計算包括計算轉軸的剛度和强度。

1 撓度計算

电机的額定扭矩

对于电动机：

$$M_H = 97500 \frac{P_H}{n} \text{ (公斤厘米)}, \quad (1-1)$$

对于发电机:

$$M_H = 97500 \frac{P_H}{n \cdot \eta} \text{ (公斤厘米)}, \quad (1-2)$$

式中 P_H ——电机的额定功率, 千瓦;

n ——电机的额定转速, 转/分;

η ——效率。

最大扭矩

$$M_{\max} = k_1 M_H \quad (1-3)$$

式中 k_1 ——过载系数。对于异步和同步电机, k_1 是由电磁计算中决定的。对于标准直流电机, 当用联轴器或齿轮传动时 $k_1 = 2$ 以及当用皮带传动时估计到过分加大扭矩则皮带会打滑, 因而取 $k_1 = 1.5$ 。对于吊车用直流电动机 $k_1 = 3$ 。对于由柴油机传动的电机 $k_1 = 4$ 。

转轴轴伸端中部所受到的作用力:

$$P_{\max} = k_2 \frac{M_{\max}}{R}, \quad (1-4)$$

式中 R ——齿轮节圆半径或联轴器传动处半径或皮带轮半径, 厘米;

k_2 ——计算系数, 对联轴器传动估计到装配时偏差 $k_2 = 0.3$, 齿轮传动时 $k_2 = 1.05$, 皮带轮传动时 $k_2 = 3$ (中型电机), 5 (小型电机) 或 1.8 (用三角皮带传动的电机)。

电枢(转子)重量(包括电枢, 换向器和转轴中部的重量。)

$$G = \left[\frac{\pi D^2}{4} l_1 + \frac{\pi D_K^2}{4} l_K + \frac{\pi d_C^2}{4} l_B \right] 8 \times 10^{-3} \\ = 6.3 [D^2 l_1 + D_K^2 l_K + d_C^2 l_B] \times 10^{-3}, \text{ (公斤)} \quad (1-5)$$

式中 D 和 l_1 ——转子直径和长度(厘米);

D_K 和 l_K ——换向器直径和长度(厘米);

d_C 和 l_B ——转轴中部直径和长度(厘米);

8——近似估计这些材料的平均比重 $\gamma = 8 \text{ 克/厘米}^3$ 。

转轴的挠度是由重力 G , 作用力 $P_{\max}$ (最坏情况是 $P_{\max}$ 的方向与 G 的方向相反) 和磁拉力 T 造成的。磁拉力 T 是由于气隙不均匀而使定转子间一边的吸力大于另一半 (最坏情况是 T 方向与 G 的方向相同)。

气隙不均匀值 e_0 是由于加工和装配不精确以及轴承间隙而引起转子偏心。对于直流和同步电机初始的 e_0 值可按表 1-1 选取。

表 1-1 电枢偏心值

轴承处轴径, 毫米	18~30	31~50	51~80	81~120
电枢偏心 e_0 , 厘米	0.013	0.015	0.017	0.019

对于异步电机气隙的不均匀值是由国家标准规定的, 因之转子偏心值可取 $e_0 = 0.15$ 。

单位磁拉力

$$t = k_3 D \frac{l_0}{\delta} \text{ (公斤/厘米)}, \quad (1-6)$$

式中 $k_s = 1.5$ (2极电机);

$k_s = 3$ (多极电机);

D 和 l_e ——电枢直径和计算长度, 厘米;

δ ——气隙值, 厘米。

由于电枢(转子)重力而产生在电枢(转子)铁芯中心处转轴的挠度:

$$f_G = \frac{G}{3EI^2} (b_2^2 S_1 + b_1^2 S_2), \quad (1-7)$$

由于轴端作用力 P 而在电枢(转子)铁芯中心处的转轴挠度:

$$f_P = \frac{Pb}{3EI^2} [(1.5/S_0 - S_1)b_2 + b_1 S_2], \quad (1-8)$$

式中表示的尺寸见图 1-1; S_0 , S_1 和 S_2 值见表 1-2。

表 1-2 轴的数据表

转轴部分项号	d_i 厘米	$J_i = \frac{\pi}{64} d_i^4$ 厘米 ⁴	x_i 厘米	x_i^3	$x_i^3 - x_{i-1}^3$	$\frac{x_i^3 - x_{i-1}^3}{J_i}$	x_i^2	$x_i^2 - x_{i-1}^2$	$\frac{x_i^2 - x_{i-1}^2}{J_i}$
轴的左半部	1								
	2								
	3								
	4								
	5								
总和 $S_1 = \sum \frac{x_i^3 - x_{i-1}^3}{J_i} =$							$S_0 = \sum \frac{x_i^2 - x_{i-1}^2}{J_i}$		
轴的右半部	1								
	2								
	3								
	4								
	5								
总和 $S_2 = \sum \frac{x_i^3 - x_{i-1}^3}{J_i} =$									

(1-7) 式和 (1-8) 式的求得是按下述原理:

图 1-1 的 $a_1 a_2$ 线是在 m_f 点上对弯曲曲线所作的切线。在 $B-B$ 截面上的未知挠度等于:

$$f = f_1 + (f_2 - f_1) \frac{b_1}{b_1 + b_2},$$

或

$$f = \frac{f_1 b_2 + f_2 b_1}{l}. \quad (1-9)$$

为了确定挠度 f_1 和 f_2 , 我们首先列出每一个轴端的位能式子。对于左轴端

$$U_1 = \frac{1}{2E} \left(\frac{1}{J_1} \int_0^{x_1} M_1^2 dx + \frac{1}{J_2} \int_{x_1}^{x_2} M_2^2 dx + \dots + \frac{1}{J_b} \int_{x_{b-1}}^{b_1} M_b^2 dx \right), \quad (1-10)$$

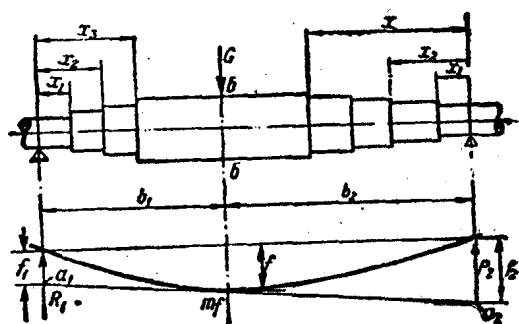


图 1-1 轴挠度的确定。

式中 $M_1 = R_1 x$ 。这里 R_1 是左轴承的反作用力； x 是相应截面与反作用力 R_1 的作用点间距； $J_1, J_2, \dots, J_b$ 是各截面的惯性矩。

根据卡斯季列扬诺 (Кастильяно) 的理论，挠度 f_1 从下式确定：

$$f_1 = \frac{\partial U_1}{\partial R_1} = \frac{R_1}{E} \left(\frac{1}{J_1} \int_0^{x_1} x^2 dx + \frac{1}{J_2} \int_{x_1}^{x_2} x^2 dx + \dots + \frac{1}{J_b} \int_{x_{b-1}}^{b_1} x^2 dx \right) = \frac{R_1}{3E} \left(\frac{x_1^3}{J_1} + \frac{x_2^3 - x_1^3}{J_2} + \frac{x_3^3 - x_2^3}{J_3} + \dots + \frac{b^3 - x_{b-1}^3}{J_b} \right), \quad (1-11)$$

由于 $R_1 = \frac{G}{l} b_2$ ，因之

$$f_1 = \frac{G b_2}{3EI} S_1, \quad (1-12)$$

式中 S_1 ——表示 (1-11) 式中括弧内各项之和。同理，计算轴的右端得：

$$f_2 = -\frac{G b_1}{3EI} S_2, \quad (1-13)$$

这样，

$$f_G = \frac{f_1 b_2 + f_2 b_1}{l} = \frac{G}{3EI^2} (b_2^2 S_1 + b_1^2 S_2).$$

轴伸端作用力 P 在轴中部造成的挠度 f_p ，其计算方法与以上相同，但以一個力矩 $M_0 = Pb$ 来代表轴伸端作用力 (图 1-2)。

这样，两轴承的反作用力大小相同，等于 $R = \frac{M_0}{l}$ ；并且右轴承的反应力向上，而左轴承向下。

同样，求挠度 f_1 及 f_2

$$f_1 = -\frac{\partial U_1}{\partial R_1} = -\frac{\partial}{\partial R_1} \frac{1}{2E} \left(\frac{1}{J_1} \int_0^{x_1} M^2 dx + \dots + \frac{1}{J_b} \int_{x_{b-1}}^{b_1} M^2 dx \right),$$

式中负号表示所得到的挠度与左轴承的反作用力方向相反。

因为距离左轴承 x 的任一截面的力矩大小为

$$M = M_0 - Rx$$

故前一式可以写成：

$$f_1 = \frac{1}{E} \left[M_0 \left(\frac{1}{J_1} \int_0^{x_1} x dx + \dots + \frac{1}{J_b} \int_{x_{b-1}}^{b_1} x dx \right) - R \left(\frac{1}{J_1} \int_0^{x_1} x^2 dx + \dots + \frac{1}{J_b} \int_{x_{b-1}}^{b_1} x^2 dx \right) \right], \quad (1-14)$$

这是因为：

$$-\frac{\partial}{\partial R} \int M^2 dx = -\frac{\partial}{\partial R} \int M_0^2 dx - \frac{\partial}{\partial R} \int (-2M_0 Rx) dx - \frac{\partial}{\partial R} \int R^2 x^2 dx,$$

经微分后得：

$$-\frac{\partial}{\partial R} \int (M_0 - Rx)^2 dx = 2M_0 \int x dx - 2R \int x^2 dx,$$

这个关系已被上面 f_1 的式子考虑在内。等式 (1-14) 经过积分，得：

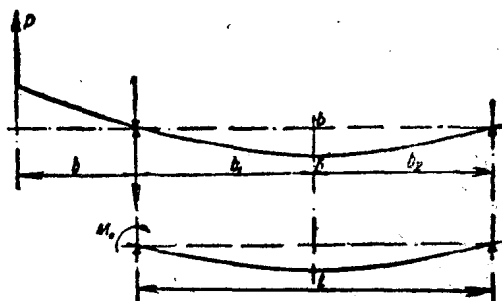


图1-2 轴伸端受力分析。

$$f_1 = -\frac{1}{E} \left(\frac{M_0 S_0}{2} - \frac{R S_1}{3} \right), \quad (1-15)$$

式中

$$S_0 = \frac{x_1^2}{f_1} + \frac{x_2^2 - x_1^2}{f_2} + \dots + \frac{b_1^2 - x_{b-1}^2}{f_b}.$$

以力矩 M_0 及反作用力 R 的值代入, 得:

$$f_1 = -\frac{Pb}{3El} \left(\frac{3}{2} l S_0 - S_1 \right).$$

而 f_2 的计算与上述 (1-13) 相类似

$$f_2 = \frac{Pb}{3El} S_2,$$

因此

$$f_p = \frac{Pb}{3El^2} \left[\left(\frac{3}{2} l S_0 - S_1 \right) b_2 + S_2 b_1 \right]. \quad (1-16)$$

电枢或转子的初始偏心 e'_0 :

$$e'_0 = e_0 + f_p, \quad (1-17)$$

f_0 在这里是不考虑的; 因为在装配时要调整定转子间的间隙。故由重量 G 产生的轴挠度在经过气隙调整后不影响到转子的偏心。 e_0 是由于调整后容许的最大偏心。单边磁拉力的初力

$$Q_0 = e'_0 t, \quad (1-18)$$

与这个力成比例的转轴挠度

$$f_0 = f_G \frac{Q_0}{G}, \quad (1-19)$$

由于挠度 f_0 的增加而使磁拉力增大, 结果又使挠度加大; 最后挠度又增加 f_1 才平衡。这样, 磁拉力引起的总挠度

$$f_M = f_0 + f_1 \quad (1-20)$$

由于

$$Q_1 = t f_M \text{ 以及 } \frac{f_0}{Q_0} = \frac{f_1}{Q_1}, \text{ 因而}$$

$$f_M = f_0 + f_1 = f_0 + \frac{f_0}{Q_0} Q_1 = f_0 + \frac{f_0}{e'_0 t} t f_M,$$

故

$$f_M = \frac{f_0}{1 - \frac{f_0}{e'_0}}, \quad (1-21)$$

转轴上的总挠度 (联轴器传动时)

$$f = f_p + f_M + f_{G_0} \quad (1-22)$$

其容许值为:

对于直流电机, f 要小于空气隙的 6%;

对于异步电机, f 要小于空气隙的 10%;

对于同步电机, f 要小于空气隙的 8%。

对于用皮带传动的轴 (拉力在平面方向)

$$f = \sqrt{f_G^2 + (f_p + f_M)^2} \approx f_p + f_{M_0} \quad (1-23)$$

容许值为气隙的 10% 以下。

2 临界转速

图 1-3 表示在转子旋转时其几何中心为 O 点, 偏转中心为 C 点以及其重心为 G 点。我

們假設这个系統沒有摩擦力。如果忽略軸本身的质量，則当角速为 ω 时离心力

$$\frac{G}{g}(e+y)\omega^2 = Ky, \quad (1-24)$$

式中 K ——軸的刚度(公斤/厘米)。

因此

$$y = \frac{e}{\frac{Kg}{G\omega^2} - 1}, \quad (1-25)$$

如果分母为零，即 $\frac{G}{g}\omega^2 = K$ ，則离心力和軸的彈性力相等，好像軸失去了刚度而使挠度 $y \rightarrow \infty$ 。此时的轉速称为临界轉速 n_K ：

$$n_K = \frac{60}{2\pi} \omega_K = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{Kg}{G}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{981} \sqrt{\frac{K}{G}} = 300 \sqrt{\frac{1}{f_G}}. \quad (1-26)$$

由于电机中存在着单边磁拉力，故計算公式如下：

偏心为 y 时引起的磁拉力为：

$$y \frac{Q_0}{e_0^2} = y f_0 \frac{G}{f_g} \frac{1}{e_0^2} = y \frac{G}{f_g} \times \frac{f_0}{e_0^2} = y Km, \quad (1-27)$$

式中 $m := \frac{f_0}{e_0^2}$ 。

这样，由于磁拉力的存在而使 (1-24) 式变为：

$$\frac{G}{g}(e+y)\omega^2 + Kmy = Ky, \text{ 亦即}$$

$$\frac{G}{g}(e+y)\omega^2 = (1-m)Ky, \quad (1-28)$$

因而，考虑磁拉力作用后的临界轉速：

$$n_K = 300 \sqrt{\frac{1-m}{f_G}}. \quad (1-29)$$

研究挠度的公式 (1-25)。有下列四种情况：

1) $K > \frac{G}{g}\omega^2$ ——挠度有正值，它随 ω 的增加而增加。

2) $K < \frac{G}{g}\omega^2$ ——挠度有負值，它随 ω 的增加而逐步减少。負的挠度是说 O 点在 C 点的右面，換句話說，軸不弯向重力点的方向，而弯向相反的方向。

3) ω 大大超过 ω_K 。如果 ω 有无穷大值，則

$$y = \frac{e}{\frac{Kg}{G\omega^2} - 1} = \frac{e}{0-1} = -e.$$

即 O 和 G 点重合，挠度的大小等于偏心的大小。

4) $K = \frac{G}{g}\omega^2$ ——軸以临界轉速旋轉。挠度 y 为无穷大。实际上由于旋轉系統中存在着摩擦力，将不会使挠度达到无穷大值。但挠度亦已足够大，使电机运行变为危險。

照例，按 (1-29) 式算得的临界轉速值应比額定轉速高出 30% 以上。这样足够保証电机不会在临界轉速上运行。

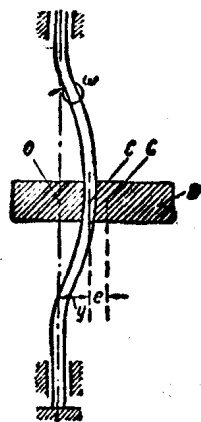


图1-3 临界轉速的定义。

3 强度計算

若軸上仅有扭矩，則軸的扭轉应力为：

$$\tau = \frac{k_1 M_H}{\frac{\pi d^3}{16}} = \frac{k_1 M_H}{0.2d^3} \quad (\text{公斤/厘米}^2) \quad (1-30)$$

式中 k_1 ——过载系数；

d ——计算应力处的轴径，厘米。

如果轴上仅有弯矩，则轴的弯曲应力为：

$$\sigma = \frac{M}{\frac{\pi d^3}{32}} \approx \frac{M}{0.1d^3} \quad (\text{公斤/厘米}^2) \quad (1-31)$$

在截面中若同时发生扭矩及弯矩作用，总的应力可利用最大切线应力的原理。按这个原理，换算到弯曲应力：

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha\tau)^2} = \frac{1}{W} \sqrt{M^2 + (\alpha k_1 M_H)^2} \quad (1-32)$$

式中 W ——弯曲时轴的断面系数，且

$$W \approx 0.1d^3,$$

$$\alpha = \frac{\sigma_{don}}{2 \cdot \tau_{don}} = \frac{\text{容许弯曲应力}}{2 \times \text{容许扭转应力}}$$

需要计算强度的轴部分是：在用联轴器传动的电机中要计算轴伸的强度；此时仅有扭矩。用皮带传动的转轴，一般危险断面是在轴承附近的截面分阶梯处。在较长的电机中，危险断面可能在两轴承的中间。在计算截面变更（分阶梯处）还要考虑应力集中。

表 1-3 给出转轴的容许应力。

表1-3 转轴的容许应力

钢 号		容 许 应 力 公 斤/厘米 ²	
锻压毛坯，直径 $\phi 100$ 毫米以下	锻件毛坯，直径 100~500毫米	弯 曲 应 力 σ_{don}	扭 转 应 力 τ_{don}
30	35	740	580
35	40	810	630
40	45	900	680

1-2 换向器的机械计算

对于中小型电机的换向器，在结构设计过程中进行的初步计算已足够了。但对于大型换向器，结构设计终了后还必须进行机械验算，验算时要估计到温度膨胀的影响。同时还应计算固定换向铜片用零件，即压圈和拉紧螺杆中的机械应力。

压圈由于离心力的作用而受到扭矩，最大的应力是在离开惯性轴最远的一点。首先计算压圈截面的重心位置以及压圈截面对 Y 轴的惯性矩。

图 1-4 指出压圈的典型形状及其用字母表示的尺寸。为了使计算迅速而在工厂实际中拟制以下的计算公式。

重心离开 OO 轴的距离：

$$x_0 = \frac{N}{S} = \frac{0.5B^2(L-d_0) + DE(B+0.5D) - 0.1A^3 + 0.5P(F-M)\left(H - \frac{P}{3}\right) - 0.2R^2(B-0.2R) - 0.5FH^2}{B(L-d_0) + DE + 0.3A^2 + FH - 0.5P(F-M) - 0.2R^2} \quad (1-33)$$

公式分母部分是压圈截面的面积。

截面对Y轴的惯性矩:

$$J_y = \frac{(L-d_0)B^3}{3} + \frac{ED^3}{12} + DE(B+0.5D)^2 + \frac{A^4}{19} - \frac{(F-M)P^3}{36} + \frac{FH^3}{3} - \frac{P(F-M)}{2} \left(H - \frac{P}{3}\right)^2 - 0.2R^2(B-0.2R)^2 - Sx_0^2. \quad (1-34)$$

然后大略的确定截面重心在Y轴上的位置, 并通过重心作出X轴。

压圈的轴向拉紧使换向片间建立一定的压力。片间的侧压力

$$Q = Fp \text{ (公斤)}, \quad (1-35)$$

式中 F ——换向片侧表面积, 厘米²;

p ——片间单位压力, 公斤/厘米²。

对于外径在 400 毫米以下的换向器, 冷态时片间单位压力 $p = 60 \sim 80$ 公斤/厘米², 而对于大型换向器

$$p = 100 \sim 120 \text{ 公斤/厘米}^2, \quad (1-36)$$

然后计算压圈的计算系数

$$\varphi = 0.29 \frac{2a+b}{l_y} e_1 + \frac{1}{2S}, \quad (1-37)$$

公式中的符号可参照图 1-4。如果前后压圈尺寸相差很大时, 则必须分别对每个压圈进行计算。

当换向器发热以及转速升高时换向器零件中的应力增大。这可用系数 ζ 来估计。 ζ 值是在换向器温度为 150°C 以及最大转速 $n_{\max}$ 时按下式计算:

$$\zeta = 1.5 + 0.022 \frac{(D_1-h)^2}{p} \left(\frac{n_{\max}}{1000} \right)^2, \quad (1-38)$$

螺杆的张应力

$$\sigma_p = \frac{2.3Q}{md^2} \zeta \text{ (公斤/厘米}^2\text{)}, \quad (1-39)$$

式中 m ——螺杆数。

离心力作用下螺杆的弯曲应力

$$\sigma_u = \frac{46dl^2D_4 \times 10^3}{d^2 \times 10^6 + \sigma_p l^2} \left(\frac{n_{\max}}{1000} \right)^2 \text{ (公斤/厘米}^2\text{)}, \quad (1-40)$$

螺杆中的总应力

$$\sigma_{pes} = \sigma_p + \sigma_{uo} \quad (1-41)$$

对于钢 3, 其容许应力为 1650 公斤/厘米², 对于钢 5 螺杆为 2100 公斤/厘米²。

压圈中的弯曲和拉伸的合成应力

$$\sigma = \varphi \frac{Qr}{(r-y_1)} \zeta \mu \text{ (公斤/厘米}^2\text{)}. \quad (1-42)$$

式中 系数 μ (通常等于 0.6) 是估计到换向器套筒的影响而增加了压圈的刚度。

换向片燕尾部的弯曲应力

$$\sigma = \frac{6.8Q}{\theta(D_2+b_3)h_3^2} C \zeta \text{ (公斤/厘米}^2\text{)}. \quad (1-43)$$

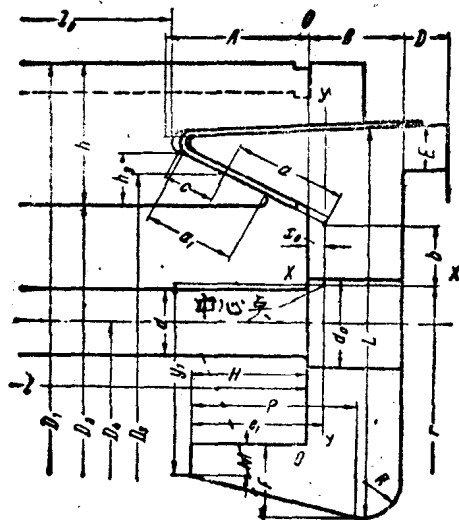


图1-4 换向器机械计算。

式中 θ 是估計到銅環的填充系数并按下式計算

$$\theta = 1 - \frac{Ks}{\pi(D_1 - h)}, \quad (1-44)$$

式中 K ——換向片数;

s ——換向片間的云母片厚度, 厘米。

其容許应力在 2000 公斤/厘米² 以下。

換向器云母圈的压应力

$$\sigma = 1.15 \frac{Qs}{\theta D_1 a_1} \quad (\text{公斤/厘米}^2)。 \quad (1-45)$$

容許应力在 700 公斤/厘米² 以下。

在长的換向器中还必須計算換向片中部的弯曲应力和撓度。此时把換向片当作均匀分布負荷的双支点梁。此計算是对于磨損后的換向器来进行的:

$$\sigma = 1.75 \frac{l_0^2 p}{\theta(D_2 + h_{u3n})h_{u3n}} \zeta \quad (\text{公斤/厘米}^2)。 \quad (1-46)$$

式中 h_{u3n} ——磨損后的換向片高度, 厘米。

換向片中部的撓度

$$f = \frac{C}{EJ} \frac{5l_0^3}{384} 0.5 \quad (\text{厘米})。 \quad (1-47)$$

撓度不应超过 0.001 厘米。系数 0.5 是考虑到換向片与云母片之間的附着。

算例 图 1-4 的換向器中 $K=556$, $n_n=500$ 转/分, $n_{max}=750$ 转/分。

压圈截面的尺寸: $A=4.6$ 厘米, $B=3.5$ 厘米, $D=1$ 厘米, $d_0=3.2$ 厘米, $E=1.8$ 厘米, $F=2.6$ 厘米, $H=4.3$ 厘米, $P=5.8$ 厘米, $L=14.2$ 厘米, $M=1.2$ 厘米, $R=1.5$ 厘米。

換向器尺寸: $D_1=126$ 厘米, $h=5.5$ 厘米, $h_{u3n}=4$ 厘米, $D_2=115$ 厘米, $D_3=117.5$ 厘米, $D_4=106.5$ 厘米, $d=2.4$ 厘米, $l_0=16.8$ 厘米, $l=27$ 厘米, $a=4$ 厘米, $a_1=2.5$ 厘米, $b=2.1$ 厘米, $r=55$ 厘米, $c=1.8$ 厘米, $h_0=1.6$ 厘米, $y_1=7$ 厘米, $e_1=5.2$ 厘米。

$N=0.5 \times 3.5^2 (14.2-3.2) + 1 \times 1.8 (3.5+0.5) - 0.1 \times 4.6^3 + 0.5 \times 5.8 (2.6-1.2) (4.3-1.9) - 0.2 \times 1.5^2 (3.5-0.3) - 0.5 \times 2.6 \times 4.3^3 = 49$ 厘米³;

$S=3.5 (14.2-3.2) + 1 \times 1.8 + 0.3 \times 4.6^2 + 2.6 \times 4.3 - 0.5 \times 5.8 (2.6-1.2) - 0.2 \times 1.5^2 = 53$ 厘米²;

$$x_0 = \frac{49}{53} = 0.9 \text{ 厘米};$$

$$\begin{aligned} J_y = & \frac{(14.2-3.2)3.5^3}{3} + \frac{1.8 \times 1^3}{12} + 1 \times 1.8 (3.5+0.5)^2 + \frac{4.6^4}{19} - \\ & - \frac{(2.6-1.2)5.8^2}{36} + \frac{2.6 \times 4.3^3}{3} - \frac{5.8(2.6-1.2)}{2} \left(4.3 - \frac{5.8}{3}\right)^2 - \\ & - 0.2 \times 1.5^2 (3.5-0.2 \times 1.5)^2 - 53 \times 0.9^2 = 200 \text{ 厘米}^4。 \end{aligned}$$

按 (1-36) 片間单位压力 $p=100$ 公斤/厘米²。

換向片側表面积

$$F=124 \text{ 厘米}^2。$$

側压力

$$Q=124 \times 100 = 12400 \text{ 公斤}。$$

压圈的計算系数

$$\varphi = 0.29 \frac{2 \times 4 + 2.1}{200} 5.2 + \frac{1}{2 \times 53} = 0.08。$$

应力增大系数

$$\zeta = 1.5 + 0.022 \frac{(126 - 5.5)^2}{100} \left[\frac{750}{1000} \right]^2 = 3.3。$$

螺杆的張应力

$$\sigma_p = \frac{2.3 \times 12400}{24 \times 2.4^2} \times 3.3 = 680 \text{ 公斤/厘米}^2，$$

螺杆的弯曲应力

$$\sigma_u = \frac{46 \times 2.4 \times 27^2 \times 106.5 \times 10^3}{2.4^2 \times 10^6 + 680 \times 27^2} \times \left[\frac{750}{1000} \right]^2 = 770 \text{ 公斤/厘米}^2，$$

螺杆的总应力

$$\sigma_{pes} = 680 + 770 = 1450 \text{ 公斤/厘米}^2。$$

压圈应力

$$\sigma = \frac{0.08 \times 12400 \times 55 \times 3.3 \times 0.6}{(55 - 7)} = 2250 \text{ 公斤/厘米}^2。$$

銅环填充系数，在 $S = 1$ 毫米情况：

$$\theta = 1 - \frac{556 \times 0.1}{3.14(126 - 5.5)} = 0.85，$$

换向片燕尾部应力

$$\sigma = \frac{6.8 \times 12400 \times 1.8 \times 3.3}{0.85(115 + 1.6) \times 1.6^2} = 2000 \text{ 公斤/厘米}^2。$$

云母圈压应力

$$\sigma = \frac{1.15 \times 12400 \times 3.3}{0.85 \times 117.5 \times 2.5} = 190 \text{ 公斤/厘米}^2，$$

即非常低于容許值。

换向片中部的弯曲应力

$$\sigma = 1.75 \frac{16.8^2 \times 100 \times 3.3}{(115 + 4) \times 0.85} = 400 \text{ 公斤/厘米}^2。$$

换向片截面的慣性矩

$$J = \frac{4^3 \times 0.57}{12} = 3 \text{ 厘米}^4，$$

式中 0.57——换向片平均厚度。

磨損后换向片重

$$G = 4 \times 16.8 \times 0.57 \times 8.9 \times 10^{-3} = 0.35 \text{ 公斤}，$$

换向片的离心力

$$C = 11.2 \times 0.35 \times 59.5 \left[\frac{750}{1000} \right]^2 = 130 \text{ 公斤}，$$

换向片中部的撓度

$$f = \frac{130 \times 5 \times 16.8^3 \times 0.5}{1.15 \times 10^6 \times 3 \times 384} = 0.001 \text{ 厘米}。$$

换向片撓度計算指出，换向片中部的弯曲应力是很低的，但按照剛度的条件，不能再减少换向片的高度。

1-3 电机转动部分的机械计算

1 转子绕组固定的机械计算

1) 槽楔和扎钢丝计算

开口槽绕组的固定是用槽楔或扎钢丝。为了使扎钢丝不致突出于电枢圆周外面，而在电枢中制有环形沟。环形沟是用比一般冲片直径为小的冲片形成。沟的高度约为 $d + 1.5$ 毫米，其中 d ——扎钢丝直径，毫米。

绕组固定方法的选择是由很多方面决定的。扎钢丝在槽高方向上所占的位置较少，并且可用机械化扎紧，因而在生产上所耗费的时间较打槽楔为少。但扎钢丝中会由于涡流而产生附加损失。因此，电枢上扎钢丝每段宽度不应超过 25 毫米。为了能使扎钢丝各匝间的机械应力分布均匀，扎钢丝整个表面均应焊住。这样就耗费很多焊料，因此在中小型容量的电机中用扎钢丝固定绕组要比用槽楔贵。槽楔在槽高方向占有较多的位置，但它能在整个电枢长度上防止尘污进入绕组以及防止机械损伤绕组。根据这几方面的想法，在电机制造实际中扎钢丝用在电枢直径 200~250 毫米以下情况，对于较大的电机用硬木或胶木槽楔。绕组端部则多用扎钢丝固定。扎钢丝采用强度极限为 180 公斤/毫米² 的专用钢丝。扎转子时的钢丝拉紧力为 50~60 公斤/毫米²，因此为了避免扎时使轴弯曲，因而扎钢丝直径的选择要按表 1-4 根据电枢直径来考虑。

表 1-4 扎钢丝直径的选择

电 枢 直 径, 毫 米	200 以下	201~400	401~1000	1000 以上
扎 钢 丝 直 径, 毫 米	0.5~0.8	1.0	1.5	2.0

绕组槽部和端部固定的计算是分别进行的。所有计算都要考虑在飞逸转速情况下。转子的飞逸转速指出在表 1-5 中。

表 1-5 转子最大(飞逸)转速 n_{max}

电 机 型 式	n_{max}	电 机 型 式	n_{max}
直流发电机	$1.3 n$	异步电动机	$1.3 n$
并激直流电动机	$1.5 n$	同步发电机	$1.3 n$
串激直流电动机	$3.0 n$	水轮发电机	$1.8 n$

表中 n ——额定转速，转/分。

a) 槽楔计算

计算时假定转子绕组离心力与电机轴相垂直，因而仅计算每单位长度就可以。假定槽楔为一两支点而长度为 b_x (图 1-5) 的梁，转子绕组离心力假定集中作用在槽楔中部。每槽内铜的总截面积

$$F_n = abS_n \text{ (厘米}^2\text{)}, \quad (1-48)$$

式中 S_n ——每槽导体数。

每单位电枢长的铜重

$$G_n = F_n \times 8.9 \times 10^{-3} \text{ (公斤/厘米)}.$$

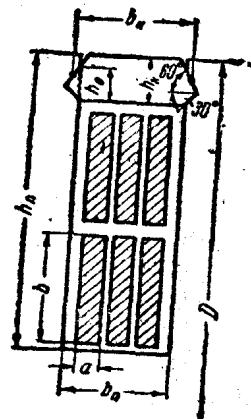


图 1-5 槽楔。

槽絕緣重量 (取平均比重 2.5 克/厘米^3)

$$G_{us} = [b_n h_n - F_n] 2.5 \times 10^{-3} \text{ (公斤/厘米)}。 \quad (1-50)$$

每单位长度上的离心力

$$C = 5.6 [G_n + G_{us}] [D - h_n] \times \left[\frac{n_{\max}}{1000} \right]^2 \text{ (公斤/厘米)}。 \quad (1-51)$$

槽楔中部的弯曲应力

$$\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{\frac{C}{6} \times \frac{b_k}{2}}{1 \times 1 \times \frac{h_k^2}{6}} = 1.5 \frac{C b_k}{h_k^2}。 \quad (1-52)$$

槽楔剪切应力

$$\tau = 0.5 \frac{C}{h}。 \quad (1-53)$$

初步选择槽楔高度时可利用下式

$$h_k \geq 1.22 \sqrt{\frac{b_k C}{\sigma_{\text{容}}}} \text{ (厘米)}。 \quad (1-54)$$

按照槽楔刚度着想, h_k 不应小于 $0.25 b_k$ 。

容许弯曲应力 $\sigma_{\text{容}}$, 对于木制槽楔为 $60 \sim 80 \text{ 公斤/厘米}^2$, 而对胶木槽楔为 250 公斤/厘米^2 。

容许剪切应力 $\tau_{\text{容}}$, 对于木制槽楔为 20 公斤/厘米^2 , 而对胶木槽楔为 150 公斤/厘米^2 。

b) 扎鋼絲計算

繞組槽部重量可用类似 (1-49) 和 (1-50) 式来计算, 但不是每单位长度而应该是整个电枢长, 即把公式 (1-49) 和 (1-50) 分别乘上以厘米计的电枢结构全长。

电枢一边的繞組端部重量为:

$$G_s = 1.2 \times 0.7 \tau a b S_n Z \times 8.9 \times 10^{-3} \text{ (公斤)}。 \quad (1-55)$$

式中 1.2 是估计到包括絕緣重量,

0.7τ ——导线的端部长度,

Z ——槽数,

扎鋼絲受到繞組的离心力以及自己本身的离心力。

繞組离心力

$$C = \frac{G}{981} \omega^2 \frac{D_0}{2} = 5.6 G D_0 \left(\frac{n_{\max}}{1000} \right)^2。 \quad (1-56)$$

式中 G ——繞組重量, 如果计算繞組直线部分的扎鋼絲, 则代入繞組直线部分的重量。

如果计算端部扎鋼絲, 则代入端部重量。

扎鋼絲断面的拉应力 (薄壁筒结构)

$$\frac{C}{2\pi} = \frac{G D_0}{1.13} \left(\frac{n_{\max}}{1000} \right)^2,$$

扎鋼絲由于繞組离心力而受到的张应力

$$\sigma_1 = \frac{\frac{C}{2\pi}}{\frac{\pi}{w} \frac{d^2}{4}} = 1.13 \frac{G D_0}{w d^2} \left(\frac{n_{\max}}{1000} \right)^2。 \quad (1-57)$$

式中 $D_0 = D - h_n$ ——槽内繞組重心直径, 厘米;

w ——扎鋼絲匝数;

d ——扎鋼絲直径, 厘米。