内部参考

等离子体物理与受控热核反应

—译文集—

第4期（总第20期）

中国科学院图书馆

一九七七年十一月

需要全本请访问 www.ertongbook.com

毛主席语录

自然科学方面，我们比较落后，特别要努力向外国学习。但是也要有批判地学，不可盲目地学。在技术方面，我看大部分先要照办，因为那些我们现在还没有，还不懂，学了比较有利。但是，已经清楚的那一部分，就不要事事照办了。

中国人民有志气，有能力，一定要在不远的将来，赶上和超过世界先进水平。

目　　录

PLT装置的一些工程问题 …… (1)
计算机在受控热核研究中的应用 …… (36)
等离子体研究中的激光诊断 …… (48)
用于带状收缩等离子体密度剖面
　测量的多道激光散射诊断技术 …… (66)
受控核聚变的潜能 …… (72)
等离子体物理与受控核聚变研究
　(1976年10月第六次国际会议上的总结报告) …… (91)

PLT装置的一些工程问题

一、PLT装置的装配

1．予装

要求有一个予装过程是出于两方面的考虑。首先，许多装配步骤都设计成有最终的制造过程，如果有了予装过程，可以减少在装置底座上安装工作的复杂性。第二，上下架子必须装起来（见图1）。通过钻孔和铰孔将楔块铸件同内外环对准，构成上下架子，在予装时用剪切销把它们连接起来（见图2）。剪切销和销孔之间的最大容许间隙小于0.005吋。用在环段上有精确孔距的孔，对照楔块上与此相对应的孔，使楔块在环段上定位。

连接两半架子的楔块的相对位置更为重要（见图1）。这两个楔块要用16个相配的铰制孔来连接两个15吨重的半架子。在这两块楔块上有绝缘垫片和衬套，使楔块同装置的结构电绝缘。

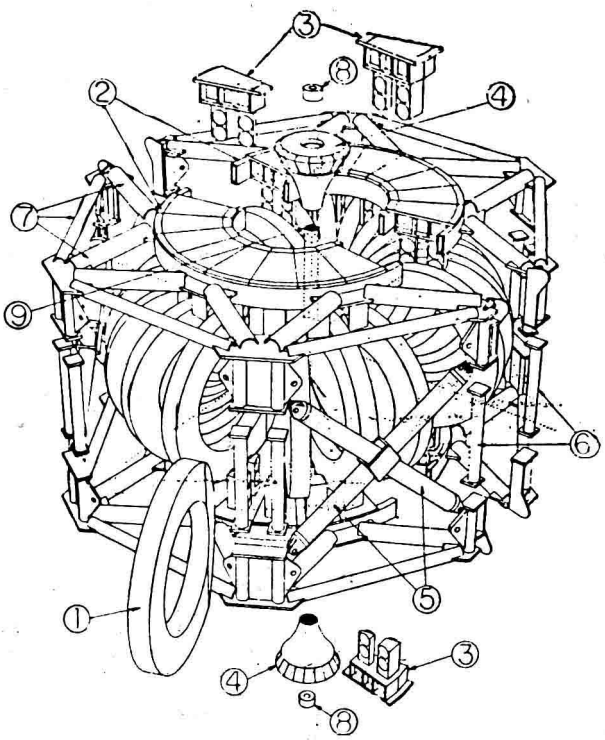


图1　PLT装置的展示图

1．纵场线圈；2．两半上架；3．分开处的楔块；4．中心柱的毂；5．对角线杆；6．垂直杆；7．扭矩管系；8．中心柱螺帽，9．中心柱螺杆。

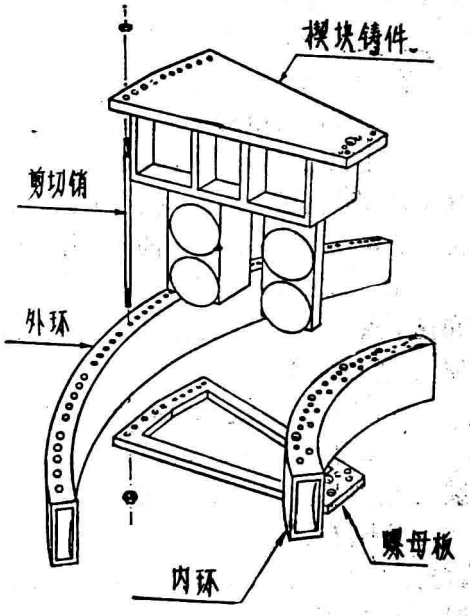


图2　上下架部件的展示图

在楔块和环的连接中有一系列的误差，要求把半个架子的部件拆开和重新铰孔。在予装过程中发现这种误差是幸运的，因为在予装工序中留有重新加工的时间。在重新加工时，同时可在装置底座上进行其它工作。

用一个定位夹具把8吋外径不锈钢管的扭矩管系焊接在已装好的架子上。扭矩管系是在上下架子同一平面内的管子（见图1）。这就完成了上下架子，这是架子予装的最后一道制造工序。予装的第二个主要目的是把对角线支撑杆装到上下架子上（见图1）。然而，在对角线支撑杆安装前，上下架子必须定位。在原来的予装计划中，中心柱应承受30吨重的上架，并为架子提供一个校平的基面。后来表明这个部件的制造有困难，它不能在予装时交付使用。所以设计了一个专用夹具，起中心柱的装配作用。这个夹具在1974年6月成功地用在上架的定位和校平中。然后安装直杆和加入连接上下扭矩管系所需的垫片。对角线支撑杆以及和它销在一起的三角形角板在结构上安装定位。当角板与结构之间的位置找正后，进行角板焊接。

从楔块上铰孔工序开始，约9个星期后完成予装。然后把结构拆成如下样子：拆掉连接楔块，把架子分成两半，取下角板连接销，从扭矩架上拆掉对角线支撑杆。然后把结构部件移到最后的安装座上。

2．在装置座上装配下部结构

首先在装置座上钻十个2吋直径的孔穿过水泥地板。穿过整个下部结构的这些孔，从基础的固定位置上提供通向等离子体的激光诊断通道。装置的底板是两块5呎×23呎的碳钢板，底板在装置底座上定位和校平。底板上装有能使装置水平面升高1/8吋的机构，使装置可分开，并装入真空室。然后装上底盘和支撑柱，完成下部结构的装配。在1974年8月底，把下面的两半架子装在支柱上。

3．安装纵场线圈和完成扭矩结构

纵場线圈的楔形鼻端部分对每个线圈三百万磅的向心力提供支承。在安装纵場线圈的过程中，保证楔面和相邻部分的配合是最重要的。为了保证楔面和楔面之间接触良好，设计了两个专用装配工具，用于线圈定位。一个能微量提升和转动线圈；一个装在线圈鼻端，用来保证楔面垂直于底架。这两个工具保证相邻楔面间接触良好。然后把每个线圈安放在底架上，放在相对于装置结构的正确径向位置上。当线圈通电时，向心力使楔面最终挤紧。

在安装上架的过程中，仍须找到一种方法来代替中心柱的作用。将直杆用作上架的支撑和找平点，尽管它与上架重心的距离相对来说远了一些（见图1）。然后安装对角线支撑杆，完成结构的安装。

4．安装真空室和角向场线圈

在纵場线圈第一阶段通电试验后，1974年11月底开始安装真空室。12月初把底盘相对于装置底板抬高1/8吋，机械结构成功地分成两半。在两个结构部件之间用压缩空气提供升力，两半装置在滚柱轴承上滚动，分开约10～12呎。现在可在纵場线圈内部空间中装入两半真空室。用一个圆形轨道把每半真空室装入结构的每一边，然后整个装置合拢至初始闭合位置。内部角向場线圈的安装从1975年2月开始，它们的装配另有文章叙述。线圈安装进度由于定位问题和支承的不对准而受影响。外组线圈（占据纵場孔外半部的角向場线圈）在1975年8月开始安装，定于1975年10月底完成。这时开始结构的力学试验，考核机械结构的完整性。

5．结论

需要全本请访问 www.ertongbook.com

予装过程对结构安装是一个有效的检验。在这次予装中成功地完成了上下架子上的铰孔工序，上下架子的对中，间隔开和校平工作。扭矩架对角线支撑杆件的定位也已顺利完成。

在装置座上的装配相对地说沒有什么麻烦，纵場线圈的定位在两星期內完成，这时间约为予计时间的一半。在装置座上安装垂直杆件和对角线杆件也很容易地完成了。安装真空室用的机械结构成功地分开和合拢。整个结构的装配任务在接近于原来估计的时间內完成。劳动量和经费也在予料之中。

二、PLT 的中心柱设计

1．中心柱的作用

PLT装置的纵場线圈主要是自支承的。加热場和成形場在每个纵場线圈上产生一个倾覆力矩，这个力矩由扭矩结构承受。纵場线圈产生的磁場在铜导体中引起张力和弯矩，并在每个线圈上产生三百万磅的水平向心力。因为沒有线圈盒，铜导体必须承受张力和弯矩，向心力由线圈锥形鼻端靠在相邻线圈上的楔紧作用承受。较小部分的力由中心柱承受。早期的纵場线圈应力分析表明，如果向心力由线圈楔面单独承受，线圈的弯曲应力相当高。然而，如果10％的反作用力加在中间平面上下 45° 的位置上，则中间平面处的弯曲应力和导体之间环氧绝缘层中的剪切应力均可减小。45°的支承位置是最佳的，因为这是上下半线圈的电动力合力位置。由于下列理由中心柱不能支承全部向心力。首先，纵場线圈围起来的中心孔很小，这个面上的应力对常用材料来讲太高了。第二个原因是纵場线圈的外面狭窄，对铜来说承受的应力太高了。由于中心柱和纵場线圈的相互作用，在中心柱设计中纵場线圈的弹性特性分析很重要。线圈设计者都了解，精确测定用铜和环氧树脂交替制成的线圈的特性是很困难的。

2．原来的中心柱设计

早期的纵場线圈应力分析得出的变形比观察到的小。这是由Bonanos 等取均质的铜环氧

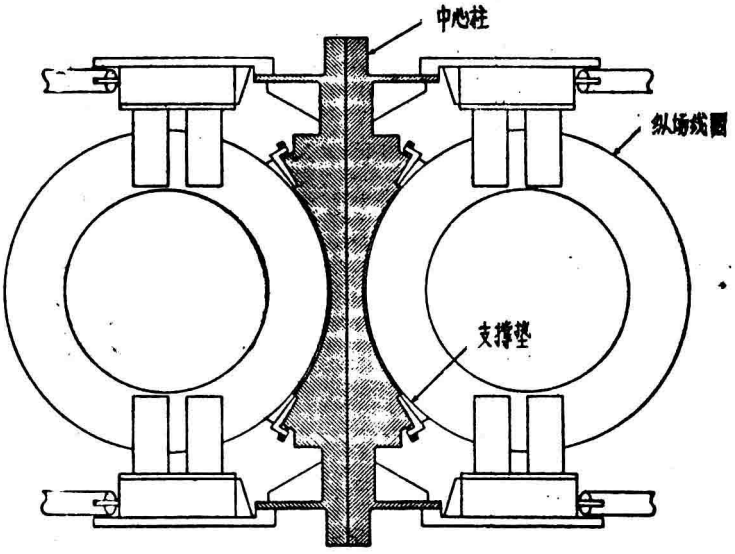


图 8　原来的中心柱设计

混合物的线圈模型，用叠加法进行的分析。这个纵場线圈模型表明，设计一个有足够刚度，充分有利于纵場线圈的中心柱是有困难的。为了利用全部可用的空间，中心柱设计成漏斗形（见图3）。中心柱的轴向刚度为161.28×10^6磅/吋，这是用弹性模量为29×10^6磅/吋^{2}的材料能得到的最大刚度。用叠加法的纵場线圈应力分析得出中心柱窄腰处的应力为12000磅/吋^2。对铸造不锈钢制造的中心柱来说，这个应力水平是够低的了。为了降低加热場线圈通电时感应的涡流，中心柱做成两半，沿垂直轴分开。原来的中心柱设计是在装置分开推入真空室之前安装中心柱。

3．原来设计中的裂縫问题

中心柱是用HF型不锈钢铸造的，这种合金已成功地用在PLT的复杂的楔块铸件上。选用这种材料是由于它有高的奥氏体结构以及高强度和高韧性。然而，加工后发现在中心柱铸件的窄腰处有裂缝。产生这些裂缝的确切原因还不知道，但似乎是由于大铸件冷却太慢，出现了一些碳的离析物和沉淀物。由于铸件的漏斗形而发生“热裂”，使得产生裂缝的原因更复杂。几种修补铸件的企图都未成功。先磨去裂缝，用焊接修补并退火。退火后用染色渗透法检查铸件，沒有发现缺陷，但在以后的机加工中又出现了裂缝。

几乎同时完成了纵場线圈的有限单元法应力分析。这个分析与叠加法分析基本符合，但得出线圈的挠性较大。这对纵場线圈的应力影响不大，但有较大的力作用在中心柱上，使中心柱腰部应力为20000磅/吋^2。由于应力较高并且无法修补裂缝，我们决定报废旧的，设计一根新的中心柱。

4．通电试验对中心柱设计的影响

1974年11月，PLT纵場线圈在沒有中心柱的情况下通电至35000高斯，即50%的力。Citrolo和Marino发表了试验结果。最主要的结果是线圈的刚性比用有限单元法或叠加法分析得出的结果小。测出了线圈直径垂直方向和水平方向的变形，以及在中心柱垫块位置变形的垂直分量和水平分量。由于在垫块位置测得的变形约比计算值大1倍半，中心柱将承受比原来予料更大的载荷。

5．中心柱受力的估算方法

通电试验表明，线圈变形的计算显然是不精确的。下面叙述一种方法，用来计算中心柱的受力。假定线圈变形是线性的，并用叠加法计算。于是

$$\Delta^H=2\Delta_M^H-F_c{}^Hk_p{}^H \qquad (1)$$

式中

Δ^H——满载时在中心柱垫块位置处纵場线圈的水平变形；

Δ_M^H——50%载荷时在中心柱垫块位置处测得的纵場线圈的水平变形；

$F_c{}^H$——中心柱作用在线圈上的水平力；

$k_p{}^H$——作用在中心柱垫块上的单位力在中心柱垫块处引起的水平变形，也称为影响系数。

中心柱受力和中心柱作用在线圈上的力相同，可用变形和中心柱的弹簧常数表示

$$F_c{}^H=K_c{}^H\Delta^H \qquad (2)$$

式中

$K_c{}^H$——中心柱的水平弹簧常数。

线圈的$K_p{}^H$和中心柱垫块处受力的对应关系还不知道。这里我们假定影响系数比原来的计算值高，其比值和线圈变形测量值对计算值的比值相同。

令

$$C=\frac{2\Delta_M}{\Delta^{H'}} \tag{3}$$

$$k_P^H=Ck_P^{H'} \tag{4}$$

式中一撇表示这些量的原来计算值。把方程（2）和（4）代入方程（1）中得

$$\Delta^H=2\Delta_M^H-K_C^H\Delta^H Ck_P^{H'}。 \tag{5}$$

对水平变形求解得

$$\Delta^H=\frac{2\Delta_M^H}{1+K_C^H Ck_P^{H'}}。 \tag{6}$$

方程（6）和方程（2）用来确定中心柱刚度对线圈变形和中心柱受力的关系。

上面的计算仅为变形的水平分量，用同样的方法计算垂直分量。

6．中心柱的设计原则

当通电试验时，线圈加到50％满载，沒有出现损坏。如果假定变形是应力水平的指示，那就需要设计一个新的中心柱，使变形限制在50％力的通电试验时产生的变形。满足这个要求的中心柱刚度为221.4×10^6磅/吋^2。这比用弹性模量为29×10^6磅/吋^{2}的材料全部填充可利用的空间所得到的刚度稍高一些。对新中心柱的附加要求是它能在纵場线圈安装就位后再安装。

7．最后的设计

为了简化装配，中心柱由一个双头中心螺杆和两个毂组成（见图4，5）。由于有高达2.1×10^6磅的轴向力，毂和螺杆用螺纹连接。用端螺帽使螺杆的每端张紧，在螺纹上稍加予载，予载为运行载荷的10％。按要求应使螺杆予载到满载，但是所有这样的设计都降低了中心柱的刚度。最后设计的刚度是148.1×10^6磅/吋^2，为原来漏斗形设计的92％。

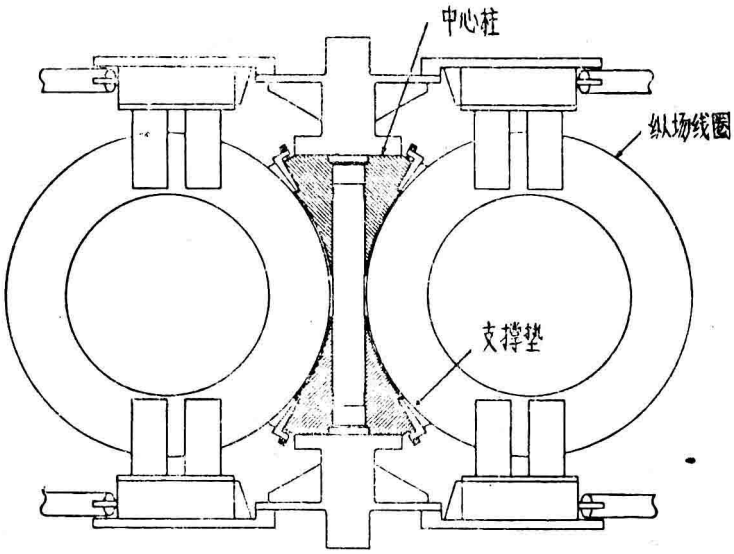


图4　现在的中心柱设计

（1）*应力*

有两个应力问题，螺纹中的剪应力和第一道螺纹中的应力集中。螺纹中的平均剪应力为7200磅/吋^2。然而由于螺杆端部横截面急剧变化，使该处的剪应力高。把毂在与螺杆开始连接的地方做成锥形，有助于使轴向应力从螺杆逐步传递到毂上，从而减小螺纹中的剪应力。

根据同样的理由，螺杆顶部有一个锥形孔。

螺杆中的平均张应力是60000磅/吋^2。第一条螺纹中的应力集中系数是1.9。由于第一条螺纹仅传递部分载荷，确定这个应力集中的影响是困难的。如果螺杆的直径和螺纹的大直径相同，则第一条螺纹凹陷在表面下，螺纹根部处的面积要承受全部载荷。如果使螺杆的直径做得比根部直径小一些，这样第一条螺纹上的应力只由第一条螺纹传递到毂上的载荷所引起。按MIL-S—8879A选取螺纹形式。选取60°的三级螺纹，但根半径比正常螺纹大。螺纹形式按疲劳情况设计。在中心柱设计中作下面的附加修改。因为在三级螺纹公差限中，阴、阳螺纹间的允差可以是零，这将使装配困难。我们减小主径和节径处的公差，以保证最小允差0.010。螺杆上的螺纹是滚制的。

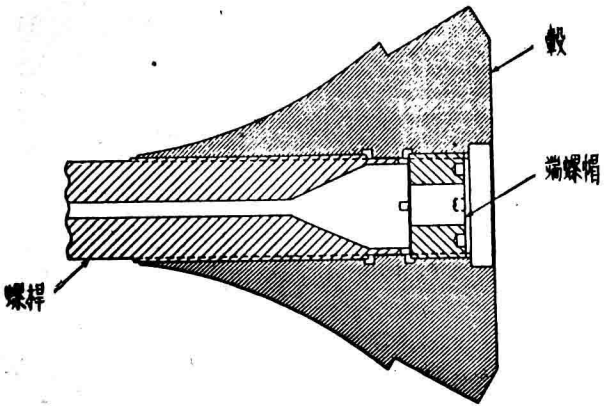


图5　现在的中心柱设计的细部

（2）材料

中心柱材料考虑过用钼，钨和高强度合金MP156。但因以前没有用这些材料做过这样大的螺杆，所以我们不准备采用它们。在所有材料中最有希望用的两种材料是A286和Inconel718。Inconel的屈服极限为150000磅/吋^2，比A286的屈服极限85000磅/吋^{2}高。然而对超过10^5周的疲劳试验数值，Inconel718和A286几乎相同。图6是从航空结构材料手册中得到的数据，它代表应力从零到最大张应力的交变应力状态。Inconel718的缺点是强度和韧性对晶粒的粒度大小很敏感。适用于螺杆的11吋直径锻件很少生产，制造者不能保证锻件有细的晶粒。反之，这样大小的A286锻件是经常生产的，其工艺也比较熟悉。主要由于这个原因，所以尽管A286强度较低，我们还是选用了它。锻件在机加工前作退火和时效处理。检验包括染色渗透法，对粗加工和精加工锻件作超声波检查，以及取锻件试样作力学和化学试验。

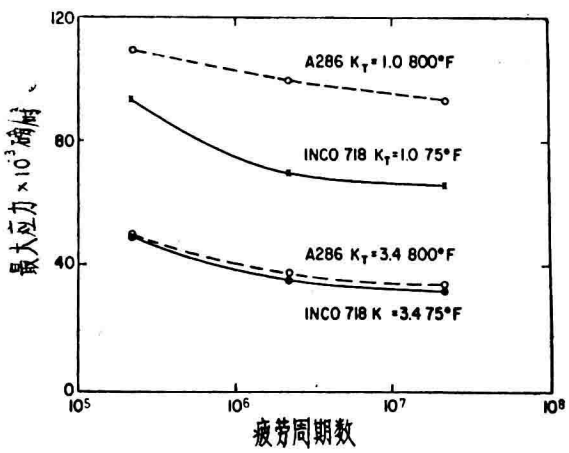


图6．从航空结构材料手册中得到的因科镍合金718和A286的疲劳数据。

8．结论

1975年10月制造了中心柱螺杆和毂的锻件，现在正在粗加工，还没有进行关键的超声波检查。希望在1976年1月1日安装。在装配完成前，PLT纵場线圈不能做超过50％载荷的通电试验。

三、PLT纵场线圈的应力分析

1．介绍

托卡马克装置的纵場线圈在环內产生的磁場强度反比于离装置中心的距离。这个磁場叉乘纵場线圈的电流，产生作用在线圈上的磁压力。磁压力产生向內的向心力，它和楔表面上的压力相平衡，磁压力也产生在水平中间平面上引起张应力的垂直分离力。过去，这些力已用叠加原理和楔的理论进行分析。因为PLT装置尺寸大及其复杂性，决定再用有限单元法进行分析。这里叙述这两种分析方法。

当1974年末和1975年初进行通电试验时，纵場加到35仟高斯，或50％总力。测量得的变形比这两种分析的结果都要大。部分是由于沿楔表面接触不完全，引起在力小时的非线性。但是在力较大时的变形—力曲线的斜率亦比这两种分析确定的数值高7倍，这就促使我们重新研究这两种模型。

改变叠加模型，使包括剪力和张力的影响。由于铜和环氧分层，剪切模量的正确计算是很复杂的。当如下面所述，近似确定这个数值时，计算变形接近于实验数据。

用有限单元法分析在纵場载荷作用下不支承的PLT纵場线圈，着重于模型的边界条件和计算模型材料性质的公式。分析表明，其结果和纵場线圈楔接触面积以及线圈间楔表面接触的位置十分敏感，对用铜和环氧交替绕制的材料性质的假定也很敏感。当假定材料为各向同性时，有限单元法得出的变形和实验确定的变形很不一致。当材料性质的模型近似考虑到线圈的各向异性时，调整在分层的弱方向的剪切模量，可使计算结果同实验测量的变形一致。

2．实验结果

选取內孔的水平和垂直变形作为计算值和测量值之间的比较。当力低于10％总力时，变形和力的关系为非线性，但在10％到50％总力之间变形和力几乎成线性关系。图7表示变形对力的关系的典型曲线。

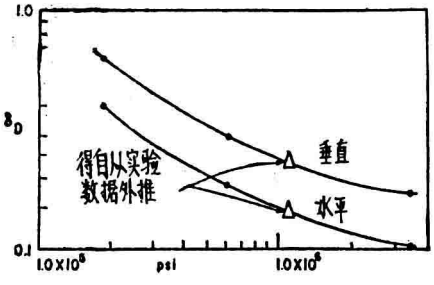


图7．线圈4的水平和垂直孔变形对力的关系。

选取线圈4作为和叠加理论模型比较，因为在25％力处它的水平和垂直变形和所有线圈的平均变形差小于0.001吋。将10％到50％之间的变形增量乘上2.5，外推得总力时的变形，在垂直方向为0.235吋，在水平方向为0.143吋。

选取线圈8和18作为和有限单元法模型比较。这些线圈的变形比平均值要大，因此其变形要更充分地监视。假定50％力处曲线切线的斜率代表线圈的性能，这样得到总力时的变形在垂直方向为0.240和0.250吋，在水平方向为0.112和0.138吋。当50％力时，在中间平面上记录得张应力为12000磅/吋^2。

3．楔法

在文献5中已叙述基本方法，它由一组沿线圈平均半径园弧的楔方程组成。计算在方程中要用到的20个点上的截面性质（面积和惯性矩）。用装在园弧上的20个弹簧来模拟阻止线圈向內运动的楔力。用20个集中力来模拟磁压力。

用Fortran语言编写程序，利用IBM子程序组中的积分子程序和矩阵求解子程序。在普

林斯顿的IBM360/95上运算，运算时间为16秒。

初期的模型给出力，力矩和应力。后来改变模型，使能给出垂直和水平直径变形，作为同实验数据比较的基础。

然后改变模型，使能包括由张力和剪力引起的变形。这样使模型和实验结果能足够近似。

用一个剪切弹性模量来代表铜和环氧玻璃纤维分层的线圈截面有两个困难。第一个问题是确定铜和环氧玻璃纤维组合弹性模量的正确方法。第二个问题是确定环氧玻璃纤维的正确弹性模量。

在普林斯顿进行的环氧玻璃纤维压缩试验得到$E=1.14\times10^6$磅/吋^2，假定泊松比为0.3，则剪切弹性模量为4.4×10^5磅/吋^2。但是，在类似于PLT线圈的分层结构上的剪切试验表明剪切弹性模量为11×10^3磅/吋^2。这和M. Huguet报导的11.3×10^3磅/吋^{2}符合。

为了结合铜和环氧的剪切弹性模量，我们定义有效剪切弹性模量为平均剪切应力除剪切应变。剪应力在横向和纵向相等。应变是纵向和横向分量之和

$$G_{eff}=\frac{\tau}{\alpha}\ , \tag{7}$$

$$\alpha=\alpha_L+\alpha_T。 \tag{8}$$

横向应变反比于弹性模量（G_e，G_c）和横截面百分比（P_e，P_c）的乘积之和

$$\alpha_T=\frac{\tau}{2(P_eG_e+P_cG_c)}。 \tag{9}$$

纵向应变正比于横截面除弹性模量之和

$$\alpha_L=\frac{\tau}{2}\left(\frac{P_e}{G_e}+\frac{P_c}{G_c}\right)。 \tag{10}$$

（9）式和（10）相加后得

$$G_{eff}=2\left(\frac{P_eG_e+P_cG_c}{1+P_e{}^2+P_c{}^2+P_eP_c\left(\frac{G_c}{G_e}+\frac{G_e}{G_c}\right)}\right)。 \tag{11}$$

对纵場线圈取$P_e=0.116$，$P_c=0.884$，$G_c=6.4\times10^6$，我们得到表1。

表1　有效剪切弹性模量对环氧剪切弹性模量（磅/吋^2）的关系

G_e	1.1×10^4	7.7×10^4	4.4×10^5	6.4×10^6
G_{eff}	1.84×10^5	1.1×10^6	3.5×10^6	6.4×10^6

当其它因数不变时，计算变形随着剪切弹性模量的减少而增加，而垂直变形对水平变形之比保持不变（见图8）。

当楔的“弹簧”刚度减小时，垂直对水平直径变形之比减小，如表2所示。

需要全本请访问 www.ertongbook.com

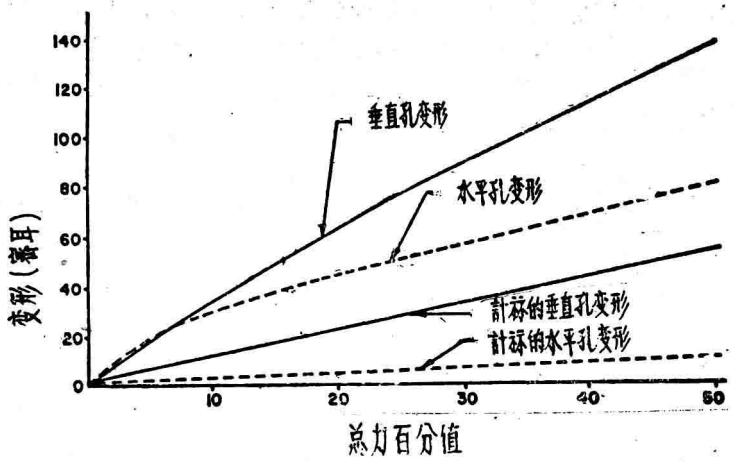


图 8　用叠加法计算得的水平和垂直孔变形对剪切弹性模量的关系。

表 2　楔 刚 度 的 影 响　（$G=5.4\times10^5$磅/吋^2）

编　　号	楔　刚　度	$\triangle D_Y/\triangle D_X$
6/03/75Ⅲ	1.00	1.72
6/10/75Ⅱ	.75	1.65
6/09/75Ⅰ	.50	1.56

当楔支承高度减少时，变形增加。比值$R=\triangle Dy/\triangle Dx$起初减小，但全部趋向尚不清楚（见表 3）。

表 3　楔高度的影响（$G=4.0\times10^5$磅/吋^2）

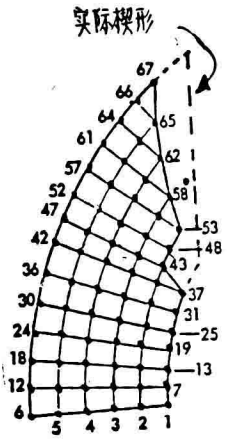
编　　号	楔高度（吋）	$\triangle Dy/\triangle Dx$
6/02/75 Ⅰ	30.2	1.69
6/03/75 Ⅰ	20	1.12
6/02/75 Ⅱ	10	1.36

用全部楔接触面积，有效剪切弹性模量$Ge=1.1\times10^6$磅/吋^2，计算楔刚度时考虑玻璃纤维分层、绝缘和冷却管的影响，这样得到的结果同从线圈 4 实验数据外推得的数值最符合。总力的垂直直径变形为0.233吋，水平直径变形为0.143吋。当沒有中心柱时，最大应力为32000磅/吋^2。最大应力在内侧中间平面处，由张力和弯矩产生。

4．有限单元分析法和结果比较

用三维等参数单元来确定图 9 所示的纵場线圈四分之一几何对称模型。对称区分平面是纵場线圈的水平和垂直中间平面。采用的模型为半个线圈的π弧度内分45层，占 4 度的每一层有25个有限单元。用两个分开的计算机程序，一个形成节点网格和有限单元，另一个确定在节点处的力和位移边界条件。位移边界条件是在水平中间平面$Z=0$处垂直于该平面的位移为零，在垂直中间平面（$X=0$）处垂直于该平面方向的位移为零，以及在楔面（X'

＝0）处在假定接触的面积上垂直于该平面方向的位移为零。用文献11中叙述的计算程序计算纵场，由纵场线圈电流对磁场的叉乘积得到在纵场线圈有限单元模型的载流部分每一节点上力的三个分量。这种模型可以用来比较：(a)在线圈间楔交接向处和在一个线圈的两并之间交接面处存在低弹性模量环氧材料的影响；(b)线圈间表面接触面积变化或接触量不恒定的影响；(c)由于线圈中铜和环氧层交替放置产生各向异性的影响。在目前的分析中这些量取作为变量，因为简单的有限单元模型和PLT实验测量得的纵场线圈变形不一致。早期的有限单元近似是在文献12中的计算8，假定线圈为均质、各向同性，具有理想的楔面接触，用改变弹性模量来反映铜和环氧的相对比例。对类似的载荷条件，实验测得的线圈直径改变对水平直径约为计算(8)的7倍，对垂直直径约为计算(8)的2$\frac{1}{2}$倍。线圈间楔接触表面是变化的，因为在低磁场下可以看到有光线通过这些区域。楔表面力的分布对线圈直径变形有重大的影响。楔表面的不平可以用来介释实验载荷—变形曲线的非线性。假设随着线圈的向心力增加有效楔接触面积增加，当纵场载荷进一步增加时，在楔表面上最初接触区域的载荷比例比接触面最初完全平的时候要高。



模型编号	占实际楔形面积的百分比	UX=0 的节点
8J	86%	1 to 67
8K	34%	1 to 30
8L	34%	30, 35, 36, 40, 41, 42 44 to 47, 49 to 67
8M	34%	3 to 6, 9 to 12, 15 to 18, 22, 23, 24, 28, 29, 30, 34, 35, 36, 40, 41, 42, 46, 47, 51, 52, 57
8N	86%	1 to 67
8O	86%	1 to 67
8P	34%	1 to 30
8Q	50%	1 to 42
8R	56%	1 to 42, 44, 45, 46
8S	50%	1 to 42

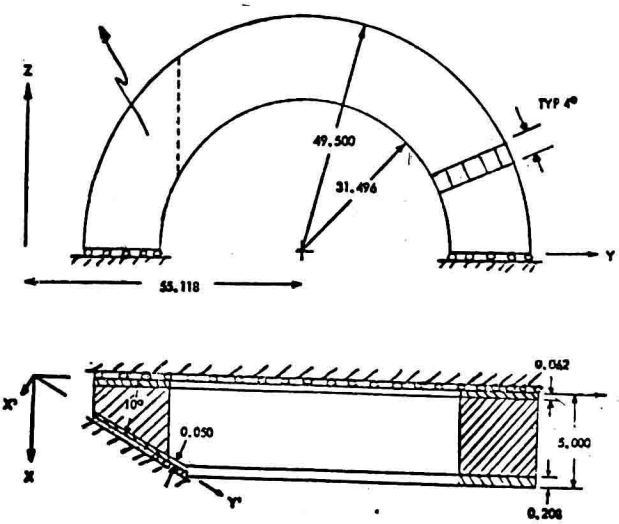


图9　PLT纵场线圈的四分之一几何对称有限单元模型，图中表明对纵场负载应力分析的边界条件。

在模型中，通过对垂直于楔表面无位移边界条件的节点的选择来控制楔接触面的数量和位置。图9的不同模型8J到8S表示楔接触面的变化，把理想表面看作100%接触。

计算8没有考虑在图9的8J到8S模型中在线圈垂直分界面处的环氧薄层。假定环氧的弹性模量为 1×10^6 磅/吋^2。为了比较均匀各向同性模型和各向异性近似模型，对材料性质假定如下：对计算8、8J、8K和8M，假定线圈为均匀各向同性，弹性模量为13.0 $\times10^6$ 磅/吋^2。

对所有材料，泊松比取为0.30。对计算8N、8O、8P、8Q、8R和8S，假定线圈在R、θ和X方向有不同的弹性模量。在θ和X方向铜和环氧层并联作用，在R方向不同的材料层串联作用。根据铜和环氧的厚度比例，不同方向的弹性模量为

$$E_R=6.1\times10^6 \text{磅/吋}^2,$$

$$E_\theta=14.8\times10^6 \text{磅/吋}^2。$$

将这些性质输入到XYZ坐标系统的有限单元模型中。定义23种不同的材料，材料1占据$0^\circ\leqslant\theta\leqslant4^\circ$和$176^\circ\leqslant\theta\leqslant180^\circ$的区域，材料2占据$4^\circ\leqslant\theta\leqslant8^\circ$和$172^\circ\leqslant\theta\leqslant176^\circ$的区域，如此一直进行到材料23占据$88^\circ\leqslant\theta\leqslant92^\circ$的区域。采用的关系是

$$EX=EX \tag{12}$$

$$EY=ER+(E\theta-ER)\sin^2\theta, \tag{13}$$

$$EZ=E\theta-(E\theta-ER)\sin^2\theta, \tag{14}$$

$$GXY=\frac{EY}{2(1+\nu)};\qquad GXZ=\frac{EZ}{2(1+\nu)}。 \tag{15}$$

假定剪切弹性模量GYZ是在所有θ处的最小值，并且$GYZ=GZY$。根据上述假定，在计算8N和8P中用的剪切弹性模量为

$$GYZ=2.34\times10^6 \text{磅/吋}^2。$$

对于其它计算模型8O、8Q、8R和8S，取不同的GYZ数值，迫使计算值和实验值一致。

表4．有限单元模型计算值和实验数据的比较

模型编号	楔面积	计算值				
		$GYZ\times10^6$（磅/吋^2）	ΔD_H（吋）	ΔD_V（吋）	$\frac{\Delta D_V}{\Delta D_H}$	SZ（磅/吋^2）
8	92%	5.23	0.009	0.052	5.44	12200
8J	86%	5.23	0.012	0.054	4.30	13000
8K	34%	5.23	0.074	0.094	1.27	26000
8L	34%	5.23	−0.019	0.034	−1.76	7000
8M	34%	5.23	0.035	0.069	1.97	17800
8N	86%	2.34	0.011	0.074	6.57	15000
8O	86%	0.106	−0.053	0.578	−10.7	28000
8P	34%	2.34	0.085	0.115	1.35	28800
8Q	50%	1.00	0.063	0.148	2.35	24500
8R	56%	1.40	0.050	0.121	2.41	21700
8S	50%	1.50	0.059	0.122	2.06	23045

ΔD_H=水平内径的收缩

ΔD_V=垂直内径膨胀

S_Z=在图7所示位置上的轴向应力

表4提供计算值同在31仟安（相当于70%额定电流）纵場线圈电流下的实验数据之间的比较。有限单元计算和实验数据的比较实际上是同50%总力（31仟安）下变形变化率的匹配。所以进行这种比较是因为计算是线性的。对最初15仟安（相当于11%满载），实验测得的变形对载系的关系为非线性，在较高的功率下当接触面为常数时这种非线性不存在。图10、11和12表明纵場线圈的直径变形同楔接触面的百分值以及假定的剪切弹性模量GYZ都很敏感。模型8 S有50%楔接触面，剪切弹性模量$GYZ=1.5\times10^6$磅/吋^2，它和实验数据最符合。对于楔接触面为零的情况，线圈的垂直直径变化应接近于水平直径变化，由此确定图10和11上根据一个数据点定的曲线的斜率。在图12上也表明，对楔面上沒有接触面积的情况直径变化率近似为1.0。这里沒有接触面积意味着沒有楔，而向心靠在支承圆筒上。

图13是考察到的计算最大应力对线圈水平直径变化的关系。根据在31仟安下实验测得的变形数值，计算应力约为30,000磅/吋^2。当PLT通电试验时，用应变仪测量的应变相应于应力约为12000磅/吋^2。因此，有限单元法的计算值和用应变仪测量的数值之间有很大的不一致。

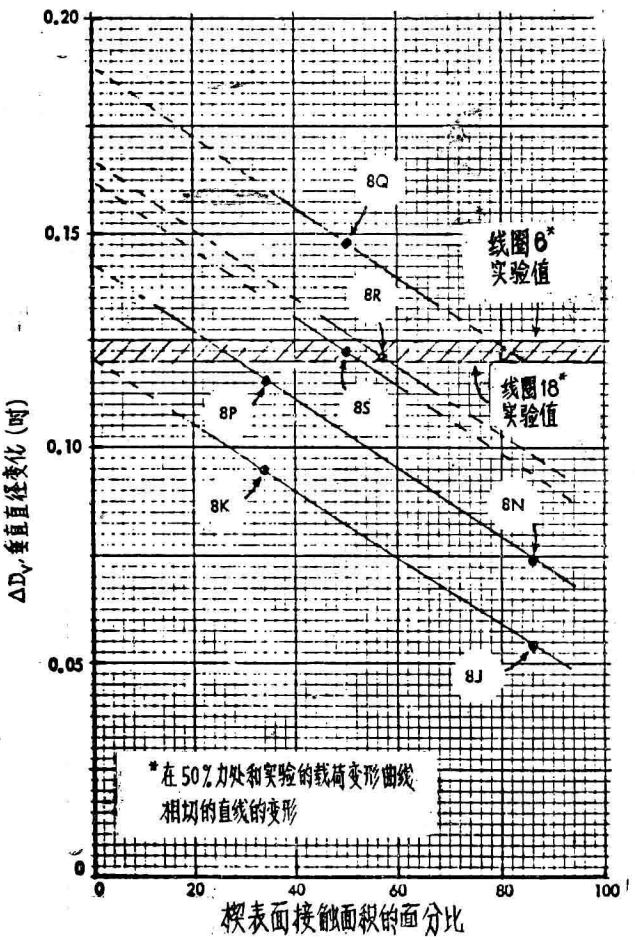


图10．在50%纵场力下，纵场线圈直径变形的有限单元模型计算值

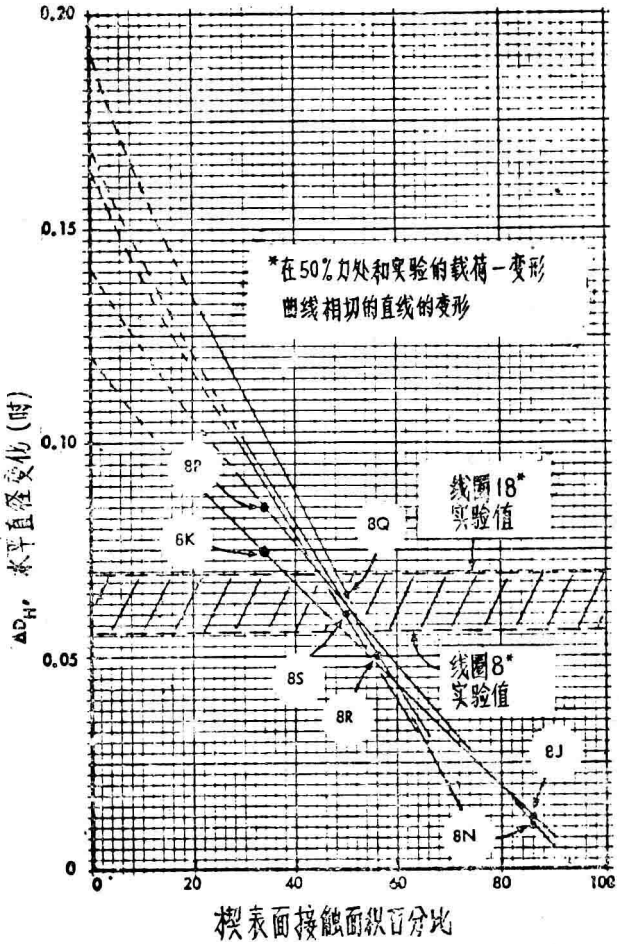


图11．在50%纵场下，纵场线圈水平直径变形的有限单元模型计算值

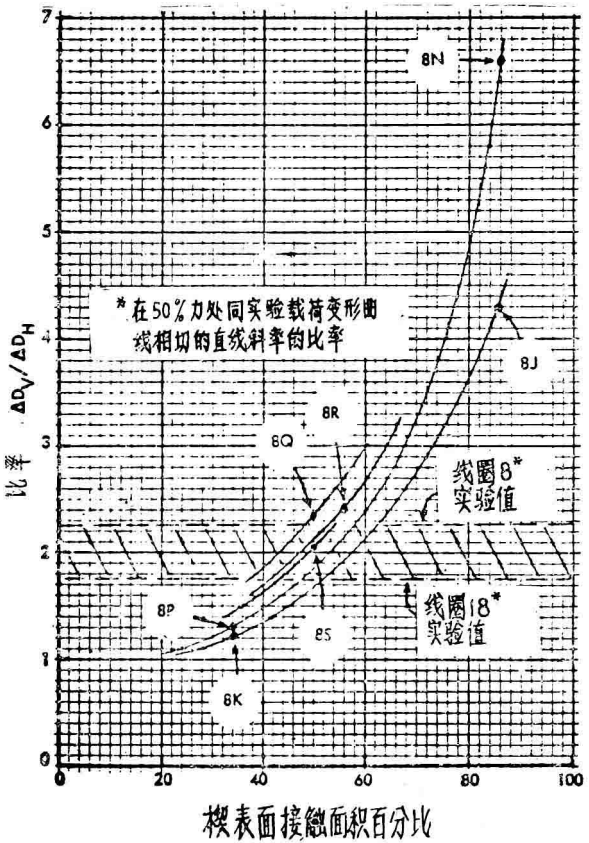


图12．在50%纵场下，用有限单元模型计算得的纵场线圈的垂直对水平直径变形之比

	实验数据		
	ΔD_H（吋）	ΔD_V（吋）	$\Delta D_V/\Delta D_H$
绝对值，线圈 8	0.078	0.144	
斜　率，线圈 8	0.056	0.125	2.22
绝对值，线圈18	0.098	0.136	
斜　率，线圈18	0.069	0.120	1.75

绝对值＝总的测量变形

斜率＝在最大功率点处和实验载荷—变形曲线相切的直线在实验范围内的变形变化

5．结论

两种分析方法最后得到的结果很接近于实验数据。在这两种情况下，降低剪切弹性模量是正确模拟的关键。

考察到的其它倾向是：

1）随着楔接触面的减小，变形增加，垂直变形对水平变形之比减小；

2）随着楔刚度的减小，垂直变形对水平变形之比减小。

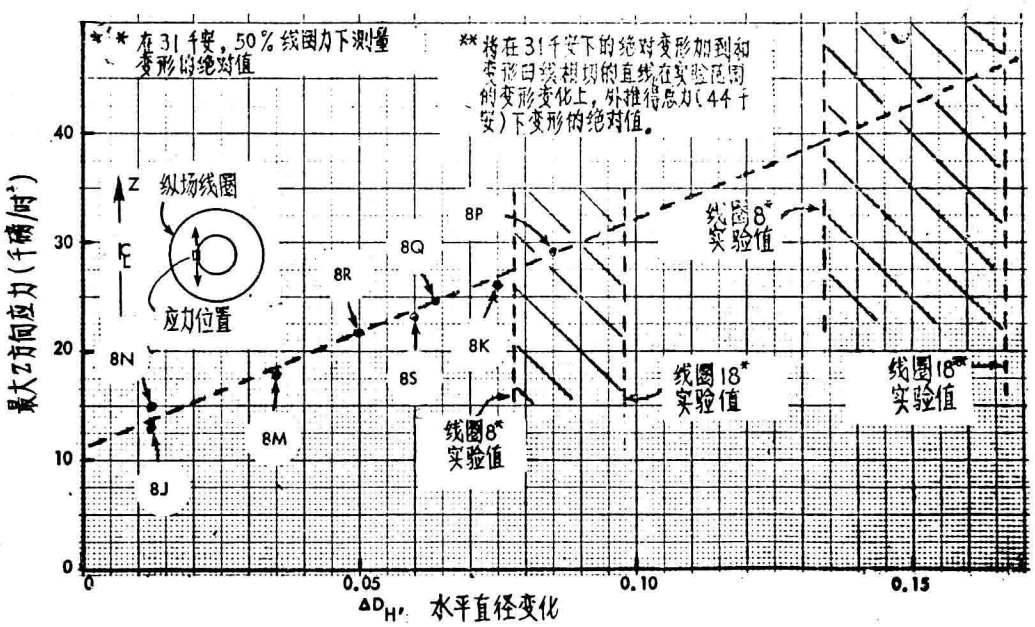


图13．PLT 纵场线圈有限单元模型的最大应力计算值。

需要全本请访问 www.ertongbook.com