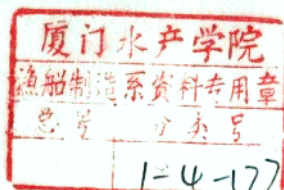


80331



船舶制造译文集

(内部资料)

上海交通大学技术资料情报室

1974.6

毛 主 席 语 录

一切外国的东西，如同我们对于食物一样，必须经过自己的口腔咀嚼和胃肠运动，送进唾液胃液肠液，把它分解为精华和糟粕两部分，然后排泄其糟粕，吸收其精华，才能对我们的身体有益，决不能生吞活剥地毫无批判地吸收。

目 录

一、潜艇操纵性方面

1. 平面运动机构和系统..... (1)
2. 关于在船模试验中使用平面运动机构的问题..... (26)
3. 模拟潜艇的标准运动方程式..... (54)
4. 水面和水下舰船的转向特性和控制..... (71)
5. 潜艇操纵的自动控制..... (87)
6. 连在刚性运载体上的体(座标)轴系原点的选择..... (104)

二、螺旋桨方面

7. 按升力面理论设计螺旋桨的水动力学
 第一部分: 弦向载荷均匀分布..... (113)
8. 按升力面理论设计螺旋桨的水动力学
 第二部分: 弦向载荷任意分布..... (160)
9. 用升力面理论的螺旋桨设计与分析..... (210)
10. 螺旋桨的升力面修正..... (234)
11. 桨叶厚度对螺旋桨入射角的修正..... (281)
12. 对于 3 叶最佳螺旋桨的升力面修正..... (288)

一、潜艇操纵性方面

1, 平面运动机构和系统

本发明是用于物体或模型,特别是船舶模型的拖航试验的。更具体地讲是试验地确定在流体中运动的物体或模型的流体动力特性的一种方法。特别适用于确定潜水体或模型的运动方程式所需要的水动力稳定性系数。例如,潜艇在六个自由度内运动方程中的系数。

根据对描绘潜水体运动方程式的彻底分析,能很好地了解在流体中运动的潜水体的稳定性和操纵特征。这些运动方程式中包括许多由水动力引起的系数或导数。它们常被分成静力稳定性的、旋转稳定性的和加速度的三种导数。因此,对于任何给定形状的物体,若求介这一问题的话,都必须以适当的精确度得到这些系数。过去,在试图用各种试验的和理论的方法,或者两种方法的配合,来满足这种要求方面,曾做过许多尝试。

在所使用的试验方法中,已经由船模试验池和风洞发展出一种测量因船体位向不同而引起的,称为静力导数的力和力矩的很精确的方法。但是用来确定与角速度、线加速度和角加速度有关的力和力矩的方法,成功的比较少。在这方面曾经试验过旋转臂、自由振动仪、强迫振动仪,弯流风洞及在直流中的弯曲模型等设备。在这些设备中,有些最后可能达到所需要的准确度,但是,由于仪表装备和模型支持等问题,都未达到所希望的精确程度。

用来确定流体动力系数的理论方法,也是很不够的。对于裸体形状,曾用理论方法,根据势流考虑的处理,计算了附加质量和附加惯性矩的系数,得到一定的成功。但是主要由于水流的粘性影响,至今用现有的理论方法还未能可靠地得到如“静力”的和“旋转”的力及力矩的导数。根据现有的理论,对包括操纵面、甲板、导流罩和螺旋桨等附体在内的形状进行计算,那就更值得怀疑了。

运动方程式的推导和组合,曾经构成许多教科书和文章的题目。因此,为了这里的应用仅考虑这些方程的一般性质。这是为了对这些方程求值的试验设备设计中,所必然遇到的问题,有某些了介。

在运动方程式中作为系数的水动力和力矩,常被分成三类:静力的、旋转的和加速度的。静力的系数是由于物体相对于液体的线速度分量引起的;旋转系数是由于角速度分量引起的;而加速度系数是由于线或角加速度分量引起的。在一定的范围内,这些系数对相应的变量是线性的,可以在线性运动方程式中,当作线性的、旋转的和加速度的导数。

从以上的分类中,可以得出如下结论:在用试验的方法确定运动方程式中的系数时,需用使一定的物体产生相对于流体的线速度和角速度及线加速度和角加速度的设备。例如,通常的试验池有设计为等速直线拖航模型的拖车设备。这些设备可以把模型按装成有纵倾或偏航角,来得到静力系数。然而需要有旋转臂或振动仪之类的特殊设备来产生为得到旋转导数所必须的角速度。振动式设备也可以产生线的和角的加速度,使得可以试验确定加速度导数。

选择适当的设备来确定水动力系数,需考虑准确度、现实性和数据分析的方便性等许多

因素。这些问题的详细分析已在本应用的范围之外了。但主要注意的是, 试验方法所包含的关系的明显程度和避免介矩阵的可能性。同时也应该避免用外插的方法。举例来说: 拖车以等速直线运动, 以一定的纵倾角或偏航角拖航模型是确定静力系数的一种直接和明显的措施。类似地, 旋转臂在几种不同半径的圆上, 以均匀角速度沿切线方向拖航模型, 是明显地确定旋转导数的措施。另一方面, 用旋转臂设备来取得静力系数, 因为数据必须外插到无穷大半径, 应该认为是一种间接措施。通常的振动仪方法, 最好也要求介联立方程式来得到旋转的和加速度的导数, 就更不能认为是直接的方法了。

所讲的方法, 每种都是最有利于取得一种水动力系数的。直线拖航的拖车, 仅能提供静力系数, 旋转臂直接提供旋转系数, 同时间接地提供静力系数。振动仪能提供所有三种系数, 但都是间接的。

从以上的分析可见, 希望有一个单一的系统, 来直接地确定六个自由度运动方程式所需要的一切系数。为完成此任务, 必须发展一种设备, 使得在水中运动的物体, 能在所有自由度上, 产生水动力的纯线性速度、纯角速度、纯线加速度和纯角加速度。这种概念构成了称为平面运动机构和系统的设备的本发明的基础。

提供一种能直接测定物体在水中运动的水动力系数的机构和系统是本发明的一个目的。

本发明的又一个目的是提供一种简单的方法, 来更直接地得到物体在一个、几个或所有六个自由度运动方程式中的系数。

本发明的又一个目的是提供一种方法来拖动物体相对于流体作各种运动, 并且在模型内部按装设备来直接敏感和计量在这些运动中, 物体上所受的作用力。

本发明的另一个目的提供一个既可以调到使水下试验体产生水动力的纯纵摇或纯升沉运动, 也可使该物体产生纵摇和升沉的任意结合运动的单一设备。

本发明的再一个目的是提供一种用来试验物体或模型的设备, 它可以得出确定运动方程式的各个系数和导数的数据。而这些数据以后只要很少的数学处理和分析, 就可求介。

本发明的一个目的是提供一个拖车和在水中拖航物体的机构相联合的设备。它除了由拖车的移动引起物体的运动外, 还能叠加以选定的正弦曲线的运动。

本发明的另一个目的是为拖车提供一个使模型产生可以计量的纵摇和升沉运动的机构。这种机构的特点在于它还能使模型产生任何所希望的纵摇和升沉的配合, 同时又能直接测定沿模型的各个轴方向作用于其上的力。

为此目的, 根据本发明, 其机构包括两个沿由拖车或其它设备拖航物体或模型的直线移动方向布置的, 可以垂向移动的支柱。这些支柱由拖车带动, 并在距模型重心相等距离的两边连在模型上, 以带动它。这种机构包括一个在拖航模型时能使两个支柱成同相位的, 成 180° 反相位的或成任何相位差的垂向振动的设备。亦即使模型产生纯纵摇、纯升沉或二者合成的运动的设备。

本发明的另一个目的是提供在该机构中装备一个横摇振动仪, 使潜体产生一个横摇运动, 并可敏感和测量作用于物体上的一切三因次的旋转力。

此外, 按照本发明, 还提供一个直接测量物体在水中运动时承受的各种作用力和力矩的电测和记录系统。提供一个与其它试验池和风洞试验设备所用的多分力动力仪有显著差别的天秤系统。这个天平系统使用几个变磁阻传感器的弯曲仪, 每个传感器按其方位, 分别敏感和测量X, Y和Z方向中一个单独方向上的力。横摇力矩用扭矩仪来测出, 它只敏感绕一个轴上的力矩。这样组成一个测量或传感系统, 它们之间在机械上互不影响, 因而每个仪器的测

量,不受加于该系统的任何其它载荷的影响。其记录系统对于指令是自动化的,并且具有能使对数据的加工工作减至最少的特点。信号的测量通过一个分介器和积分器,而作为同位相的和成 90° 相差的分量的分力来分别记录。

本发明的其它许多目的和优点,将随着以后对具体形式(这种形式在本发明中是不受限制的)所作的详细说明及附图的介绍中,更容易理解。

图1-1是装在拖车上的一个平面运动机构的透视图。按照本发明,模型是装在该机构的两个有一定间距的支柱上的。

图1-2是一个表示模型由拖车沿X方向拖航,而模型在Y方向保持在固定的倾斜位置上的示意图。

图1-3是类似图1-2的表明振荡式拖航运动的示意图。其中:

图1-3(a),是表示纵摇和升沉运动合成的运动图。

图1-3(b),是表示本发明能产生的模型的纯升沉的运动图。

图1-3(c),是表示本发明能产生的模型的纯纵摇的运动图。

图1-4是用来分析纯升沉运动的图形。

图1-5是用来分析纯纵摇运动的图形。

图1-6是在其机构的支柱上带有潜艇模型的平面运动机构的侧视图。

图1-7是平面运动机构放大的示意图,其中大部分为侧视图,部分是剖视图。

图1-8是支柱与机构的活塞接连处的详细视图。

图1-9是机构相位变化器的侧面剖视图。

图1-10是相位变化器端视图,其中部分为端视图,部分为沿图1-9中10-10剖线的剖视图

图1-11是机构同步开关的侧视图,其中部分为剖视图。

图1-12是机构同步开关的端视图,其中部分为沿图1-11的12-12剖线的剖视图。

图1-13是机构测力敏感元件的等轴侧视图。

图1-14是测力敏感元件弯曲面的侧视图。

图1-15是测力敏感元件按图1-14的15-15剖线的剖视图。

图1-16是机构横摇仪的剖视图。

图1-17是横摇仪电枢的展开图。

图1-18是横摇仪常平支架的剖视图,其中表示了滚珠轴承。

图1-19是机构的前支柱仪器按装组的侧视图。

图1-20是后支柱仪器按装组的侧视图,其中部分为剖视图。

图1-21是机构的横摇振动器的侧视图,部分是剖视图。

图1-22是由图1-21的22-22剖线向箭头方向看去的横摇振动仪的端视图。

图1-23是包括力的分量分离器在内的积分器记录系统一个波道的方框图。

图1-24是图1-23中的设备的线路示意图。

图1-25是表示本发明的设备的准确度情况的图。

以后将详细介绍一种现存的、所采用的平面运动机构和系统。然而应该先考虑一下,该机构的工作原理,以使对设计的概念有个一般的了解。设计这种系统主要是用来得到深潜在垂向或水平面内运动的流体动力特性的。它也可用来确定物体在接近水面或在水面操作时垂向平面内的流体动力特性。但为了简便起见,现用潜水体在垂直面内的工作方式来叙述本系统的工作原理。

对于确定静力系数的那种运动，是风洞和船模试验池设备所常用的，因此不用详细说明了。图1-2示意地表示了这种运动。其分量是按原点取在物体重心的体坐标轴系给出的。本系统以一个拖车等速沿直线拖航模型来产生这种运动。在每个航次，把用一对支柱支持模型的倾斜平台，调到到所需的各种纵倾角。操纵面转角也是每个航次分别调正。作用力由在两支柱的每一个处的内部的天平来测量，以求出静力和静力矩。在此系统中，模型在每次拖航中，保持固定的姿态。

平面运动机构与以前的方法不同的主要特征是本机构在由拖车线性地拖航模型时，有使模型产生受控制的非线性运动的能力，所以能明显地确定旋转的或加速度的系数。当拖车拖曳模型在水中航行时，在两个拖柱的每一个与模型的连接处，给模型以正弦规律的运动。适当地调正其相位，使模型产生所需要的水动力方面的纯纵摇和纯升沉运动。如果需要也能产生纵摇和升沉的各种合成运动。在图1-3中表示的各种运动包括：(a)通常由一般振动仪产生的那种运动，(b)纯升沉及(c)纯纵摇。后二种运动是平面运动机构的基本运动。

图1-3(a)表示的振荡运动，实际上是纵摇和升沉的一种合成运动。限制其重心沿直线运动，而模型跷跷板式的振动，使攻角和纵摇角成正弦曲线的变化。因为模型是直线的和角加速度的两种运动，所以，产生的是静力的，旋转的和加速度的力和力矩的混合。因而必须绕第二个参考点进行类似的振动。用这两种运动以及静力试验得到的数据，可用以分介出水动力系数。但是这个方法中，需要介联立方程式可能导致误差，因为各种单独系数的量级上差别很大。

用本发明的平面运动机构，也能产生过去那种振动仪所产生的那种运动。这只要使两个支柱保持 180° 相位差，而成正弦地运动即可。本发明，当两个支柱同相位地在垂向作正弦运动时，可以得到图1-3(b)表示的纯升沉运动。在这种运动中，模型重心按正弦规律移动，而保持其纵倾角为零值。

使两个支柱互相异相的运动，用本发明可以得到表示在图1-3(c)上的纯纵摇运动。其支柱间的相角与振荡频率、前进速度以及每个支柱离开重心的距离有关，其关系式如下：

$$\cos\phi_s = \frac{1 - (\omega X/U)^2}{1 + (\omega X/U)^2}$$

其中： ϕ_s 是支柱间的相位角

ω 是振荡频率

X 是每个支柱离开重心的距离

U 是模型的前进速度。

所产生的运动是，模型重心在一个正弦曲线的轨迹上移动，而模型的轴线则与轨迹相切(攻角为零)。在图1-4上，表示了从纯升沉运动试验中得到移动加速度导数的图介。顶部表示前后支柱的运动关系，同时也表示出了用电系统对测力天秤波形信号进行整流的同步开关的相应位置。左边是表示在重心处产生的运动和作用力的一系列曲线。右边表示每个曲线所代表的数学式子。从图1-4的顶部向下，依次有垂向位移 z 的曲线，与之相关的速度 $\dot{z}$ 曲线，加速度 $\ddot{z}$ 曲线，以及垂向作用力 Z_R 曲线。可以注意到， Z_R 曲线比 z 曲线在时间上相差一个相位角 ϕ 。这样一来， Z_R 可以看成是由下列两个分量组成的：一个是与重心的运动同相的 Z_{in} 及另一个与重心的运动成 90° 相位差的 Z_{out} 。在一个循环中，(每个曲线下)的阴影面积分别代表 Z_{in} 和 Z_{out} 的值。

作用力的同相分量直接与线加速度有关，因而，可以用来明显地计算相应的加速度导

数。例如，表示附加质量的无因次加速度导数 Z_z' 可由下式得出：

$$Z_z' = \frac{\partial[(Z_1')_{in} + (Z_2')_{in}]}{\partial \dot{w}_0} + m'_m$$

其中， $(Z_1)_{in}$ 和 $(Z_2)_{in}$ 是合力 Z_R 在每个支柱上的同相分量； $\dot{w}_0$ 是线加速度的振幅值， m'_m 是模型的质量。

在图1-5上，表示了从纯纵摇试验获得旋转导数和角加速度导数过程的图介。其次序与图1-4所表明的相似。在这个例子中主要感兴趣的是纵倾角 $(\theta, \dot{\theta} \text{ 及 } \ddot{\theta})$ 图形。其中 Z_R 曲线在时间上 θ 曲线相差一个相位角 ϕ 。把它的合力分介成同相位和成 90° 相位差分量的步骤，类似于纯升沉运动的例子。每个循环内各曲线下方的阴影面积，分别代表 Z_{in} 和 Z_{out} 的值。

在纯纵摇的例子中，作用力的同相分量直接与角加速度有关，其成 90° 相差的分量直接与角速度有关。这样就可以明显地计算角加速度导数和旋转导数。例如，无因次旋转导数 Z_q' 可由下式得出：

$$Z_q' = \frac{\partial[(Z_1')_{out} + (Z_2')_{out}]}{\partial q_0'} - m'_m$$

其中， $(Z_1')_{out}$ 及 $(Z_2')_{out}$ 是合力 Z_R 在每个支柱上成 90° 相差的分量。 q_0' 是角速度的振幅值。

在纯升沉和纯纵摇的例子中，其作用力的分量都是在每个支柱上分别测量的。由于支柱距模型重心是等距离的，因此，与振荡相应的各种力矩导数也都可以明显地得到。现参看图1-1和图1-6至1-22，图中同样字体的参考号码，是指在几个视图中同样的或相当的部件。在图1-1上表示的是本发明的这样一种具体形式：一个平面运动机构10可以滑动地装在连接于拖车14的托架12上。

在工作位置的平面运动机构10，装在作为拖车的一部分的托架12上。拖车14放在包括有水18及一对轨道20的船模试验池16上。一组等速的驱动马达（图中未表示出来）驱动在轨道20上的轮子22，从而驱动拖车14。

竖架24支撑一个绞车25，它们构成了调正平面运动机构10在托架12上上下下移动的调节设备的一部分，使模型或物体26的中心线在水面18以下，保持所要求的深度——在本例中为10呎。一个按装平面运动机构10的记录和控制设备的小室27，装在拖车14的顶部。

参看图1-6，模型26的重心由支持它的二个支柱的中点CG表示。按照美造船和轮机工程学会1950年4月公布的技术和研究公报1-5号“处理通过液体运动的潜体的术语”，体座标轴由通过重心的X（向前），Y（向右）和Z（向下）方向的箭头来表示。

进一步看，在图1-6（原文为1-1——译者注）上表示了平面运动机构10中包括一个在拖车托架12上垂向滑动，支撑着有可分开的夹具的耳轴承30的支架28。矩形的倾斜平台32，有一个横向空心支承轴34支持在轴承30上。

倾斜平台32的一端，用一个倾转设备来产生倾斜，它包括一根连接在带滚珠轴承的螺丝千斤顶38上的连杆36，以及用1/4马力的电动机40驱动的螺杆39。电动机40备有制动器以防止惯性转动，并由仪表室27中的指令开关，和装在螺丝千斤顶38并由支架28上的滚子操作的微形开关系统，来启动和停止。从而，可以由遥控站控制倾斜平台角度，在 $\pm 20^\circ$ 的范围内，以每度一级来变化。而支柱42和44则由倾斜平台32来带动。

*注：原文为 q_0 。——译者

根据对拖航的流体动力、结构和操作等各方面问题的仔细分析,决定用双支柱系统 42 和 44, 作为拖航水下模型的方法。设计拖航容易不稳定的物体的支柱系统时, 必须使该系统的扭转刚度大于模型在偏航、纵摇和横摇时可能产生的静力力矩率(momet rate)。双支柱系统对纵摇和偏航的扭转刚度, 可以由增加支柱支点间的距离得到提高, 因而, 对于同样的扭转刚度, 单支柱比双支柱剖面大得多。

把接近模型部分的支柱尺寸做得很小, 对尽量减少支柱的干扰效应是极为重要的。因而, 双支柱系统在这方面有决定性的优点。也更容易把双支柱系统做得有足够的刚性, 使得在无负载条件下调正的角度, 在模型以最高速度和最大攻角下拖航时, 能基本上保持不变。

参看图1-6和1-7, 模型上两个分开的支柱 42 和 44, 可以滑动地装在倾斜平台上, 使它们仅能在垂向上, 或如果倾斜平台倾斜时, 与平台垂直地振荡, 以产生适当的平面运动。前支柱 42 与后支柱 44, 用夹具 46 连接在包括活塞 48 的往复设备上。每个支柱的手操曲柄 50 和蜗轮蜗杆 55, 可使支柱根据模型的尺度及其重心, 独立地沿X轴移到一定的位置上。

像在图1-8上更详细地表明的那样, 支柱 42 及 44 的每一个, 在顶部焊接在被夹住的基座 54 上, 并焊一个套筒 56 来得到刚度。活塞 48 具有突出部分延伸到夹板 58, 这个夹板 58 有一对夹具 46 用螺栓 60 连接到夹板上, 对被夹住的基座 54 作滑动支承。在活塞 48 和夹板 58 间, 用许多加强材 62 焊接起来。

支柱 42 和 44 具有流线形剖面, 以使阻力和对模型的干扰效应最小。

参看图1-6, 支柱下部 64 故意做得尽可能小, 以使它对模型的干扰最小。在所采取的具体形式中, 其下部具有椭圆形剖面, 弦长(x 方向)为 3 吋, 厚为 $1\frac{1}{8}$ 吋。该下部夹固在支柱的过渡段 66 上, 并在下端有一个连接于模型中的动力仪设备上的圆盘形掌脚。为了便于电缆通过, 在这所采取的具体形式中, 紧靠掌脚上方的支柱的 64 部分有约 $1\frac{3}{4}$ 吋长的U形开口。

除了在模型附近采用小的支柱剖面以外, 调正舰体角度的方法也能强烈地减少支柱的干扰效应。干扰效应大部分是支柱对舰体诱导的升力。当在模型被安置成一定角度时, 使支柱在它的中纵剖面内也旋转一个角度, 以保持对水流成零攻角, 这种效应就不在了。曾发现, 用这种支柱系统, 对于升力和力矩的干扰效应甚小, 以致于当模型小到 9 呎时, 这种干扰效应也是可以忽略的。主要由于支柱尾流引起的, 对阻力的影响也是可以忽略的。

参看图1-1和图1-6, 模型的强制运动是由驱动支柱 42 和 44 在垂直面内上下运动以及在水池 16 上的拖车 14, 拖曳模型在水 18 中运动来得到的。

使支柱产生振荡运动的一种所采用的强迫振荡的驱动机构, 更详细地表明在图1-7上。支承一匹马力电机 70 的马达平台 68, 装在倾斜台 32 上。该电机 70 包括一个减速比为 85:1 的行星减速齿轮, 使电机的输出轴 72 以每分钟 20 转的速度旋转。电机的动力用两个齿轮式滑轮 78 及Gilmer定时皮带轮 80 传递给主驱动轴 76。滑轮 78 是大小相等的, 在正常情况下, 驱动轴 76 与电机输出轴 72 以相同的速度旋转。装在台 32 上的分裂式套筒(滑动)轴承支座 81 支持着轴 76, 并把它分成中间部分 108 和端部 120。

在有些情况下, 希望驱动机构能产生不止一个振荡频率。例如, 对于停航状态或拖车 14 的速度所不能达到的足够广的速度范围时, 机构的这种特性是有好处的; 当用这种技术

来求模型在空气中的惯性矩时，它也是有用的。

如图 1-7 所示，装在输出和驱动轴上的大滑轮 82 分别对正靠近齿轮式滑轮 78 两侧的小滑轮 84，使得皮带 80 移到相应的一对滑轮时，驱动轴 76 可以以输出轴 72 的 $\frac{1}{2}$ ，1 及 1.5 倍下转动。在所采取的具体形式中，这样可以使支柱产生每秒约 1.1, 2.2 和 3.3 弧度的振荡频率。

在支柱 42 和 44 上方，驱动轴 76 的每段轴 120 的凸缘 88 之间，装一个简单而可靠的撬杆式曲柄 86。连杆 90 连接于曲柄 86 和作为活塞 48 的一部分的轴 92 之间。套筒 93 使连杆 90 定位于轴 92 的中心。

在所采取的实际形式中，曲柄 86 对主轴 76 有 1 吋的偏心，而连杆 90 在曲柄 86 和轴 92 之间长度为 $17\frac{1}{8}$ 吋。其活塞 48 产生的运动是在真正正弦波的 1.5° 范围内（即竖坐标相等时，横坐标差量不大于 1.5° ——译者注），假定其运动为正弦运动，不致于发生可观的误差。

活塞 48 被限制在连接于平台 32 的园筒 94 内，使支柱 42 和 44 沿铅垂方向或垂直于平台的方向运动。在进行调正时，定中销 95 可临时插入园筒 94 和活塞 48 的开孔中，以暂时进行锁合。图 1-7 中详细的剖视图是对于前支柱 42 的，而后支柱的曲柄系统是类似的。

除了克服水动力载荷而外，强制运动机构的驱动马达 70 还必须带动该系统中无支撑的运动部件的固定载荷。假定模型的浮力是平衡的，则这部分固定载荷是由连杆、活塞、支柱支承、支柱及仪表组的一部分重量引起的。这一固定载荷，通常使马达承受一个其振幅比预计的最大水动力载荷大得多的正弦载荷。为此，曾考虑了配重平衡系统。但因为下列两种理由，排除了用配重来平衡：首先它将使支承架 28 悬臂支撑的，该系统的总重量显著增加；其次，将发生需要限制其重量的摆动，以避免惯性影响的问题。

所设计的平衡系统表示在图 1-7 中。其中连在加强材 62 之一上的缆索 96，绕过滑轮 98 及经过可调正的松紧螺套 97 到轴 100 的中点；该轴在滑道 102 中水平地运动。8 只 Flexator 弹簧并连在轴 100 和轴 105 之间，而轴 105 固定于倾斜台 32 上。

Flexator 弹簧是一种在设计挠度范围内，产生的拉力几乎不变的弹簧。图 1-7 中表示了连接于前支柱 42 上的系统，同时后支柱 44 也配合有类似的系统。

弹簧 104 的每一根，能承受 50 磅拉力，使对双支柱采用这种系统能平衡 800 磅力，而系统本身只有 50 磅重。

不论是纯升沉、纯纵摇或者是两种的某种组合，使模型产生运动的类型，都是依靠二支柱运动的相位关系来实现的。相位角是由靠近前支柱 42 的作为驱动轴 76 的一部分的相位改变器 106 来建立的。

参看图 1-9，它是相位改变器 106 的剖视图。驱动轴 76 的中段 108 焊接在凸缘 110 上，后者又用螺栓连接于齿轮座 112。齿轮 114 压配合于齿轮座 112 的内肩 116 上，并用键 117 固定，以防止转动。齿轮的齿 118 沿从驱动轴 76 中心线的幅射方向上。

驱动轴 76 的前段 120 焊接在蜗杆凸缘 122 上，后者又用螺栓连接在蜗杆壳 124 上。

图 1-10 是沿图 1-9 的 10-10 剖线的剖视图。它表明蜗杆的一端 127，可旋转地装在蜗杆壳 124 中有衬套 129 的凹座 128 内，其另一端有手柄轴 130 及手柄 132。衬套 134 用攻入蜗杆壳 124 的螺钉固定住，以支撑手柄轴 130，使蜗杆 126 与蜗轮 114 相啮合。

再参看图 1-9，固定板 136 用螺钉 138 连接在蜗杆凸缘 122 上，以使得在装配时，蜗

轮座 112 压靠蜗杆壳 124。系销 140 和安全丝 142 阻止螺钉 138 转动,以防止在操作过程中,固定板 136 可能脱落。

三只螺栓 144 的螺钉头 145,通过蜗轮座 112 的开缝 148 插入蜗轮座 112 的空腔 146 中,并穿过蜗杆壳 124,把蜗轮座 112 和蜗杆壳 124 夹在一起,使它们在工作时一起动作。

蜗轮座 112 的外表面 150 刻有从 0° 至 359° , 单位为 1° 的刻度, 以与蜗杆壳 124 上的指针相对照, 指针 152 上有一个游标, 能把角度调节到 0.1° 。

在松开螺栓 144 后,用手柄 132 来操动蜗杆 126,改变相位,直到在指针 152 上指示的前后支柱的曲柄 86 之间的相角,达到所要求的值为止。同时绞紧螺栓 144 来保持住新调正的位置。

振荡试验中,所要得到的最终结果,是与输入运动同相和成 90° 相位差的力和力矩单独分量。为了直接完成这一任务,把由测力天秤输出的正弦波形信号,分介成同相和成 90° 相差分量的电系统,作为试验设备的一部分。该分介系统的中枢是由图 1-1 和 1-2 表示的同步开关组 160。它同时选取从所有测力天秤出来的信号的同相和成 90° 相差的分量。

参看图 1-11, 同步开关组 160 (没有图 1-6 和 1-7 中所表示的防尘罩) 由轴 162 来驱动, 轴 162 由 Oldham 联轴节 164 连到前支柱 42 上面的凸缘 88 之前的驱动轴 76 的延伸段 165 上。装在倾斜台 32 上的底板 166, 用垫片 168 来调正高度。它支撑有滚珠轴承的两个轴吊架 170 以支持轴 162。(图上没画出滚珠轴承)

图 1-11 表示了开关组 160 中央部分的剖视图, 其中园筒 172 用分裂套筒 174 和螺丝 176 夹在轴 162 上。园筒刻度盘 178 固定在园筒 172 上, 并有从 0° 到 359° , 每格 1° 的刻度。游标刻度盘 180 联在垂向座板 181 上, 并有指针标记和一个游标尺, 以调节到 0.1° 的增量。

同时参看图 1-12, 四个微型开关 182 固定于有槽口 186 的滑动板 184 上。滑动板 184 装在垫板 188 上。垫板 188 连在垂向底板 181 上。有螺纹的扫描针 190, 具有园形顶端 192, 它固定在园筒 172 上, 并用保险螺母 194 锁牢。

四个微型开关 182 的位置, 调正到, 使在扫描针 190 作用下, 滚柱倾伏式操作臂 196 恰在绕轴 162 中心线成 0° , 90° , 180° 和 270° 时开关。

因为使用了相位改变器 106, 所以同步开关的调正也必须能改变, 以适应所产生的运动。对于纯升沉运动, 这种步骤是直捷的: 活塞 48 调正到相当于相位改变器零点的中央位置, 其定位销 95 插入园筒 48 以保持对准。然后松开、旋转和收紧套筒 174, 使同步开关的扫描针 190 调正到园筒 172 的标尺所表示的零位。对于每种纯纵摇情况, 都必须把扫描针 190 重新调正到新的位置。有很多做法, 但每种都相当于使同步开关上的园筒 172 标明的相角等于相位改变器 106 所调定的角的一半。

动力仪设计成由测量六个自由度的力和力矩的二组仪表组成。如图 1-6 所示, 仪表组 200 和 202 装在试验模型的内部。选用一个内部仪表系统, 比像风洞常用的外部型式的要好, 其理由如下:

(1) 它消除了对支柱毛重进行修正和使拖航支柱装于导流罩内的必要性。其后一种方法是不希望用的, 因为它导致增加近模型处支柱的总剖面积, 从而增加了使支柱干扰效应尽量减少的困难。

(2) 测力天秤固定在模型上并与模型一起转动, 使测得的力和力矩, 总是相对于物体

座标轴的, 这种结果对于运动方程式中系数的分析是受欢迎的。

该系统的主要部件是力的敏感仪与横摇仪。下面将依次讨论其个别部件及它们如何集装在模型内, 作为一个系统来使用。采用单独的力敏感元件作为提供力和力矩的测量系统的基础, 这种测量系统对于机械和电都不存在相互作用。如所周知, 其它类型的应变式多分量天秤, 都受到机械的相互作用, 即间接的载荷影响所测的应变和挠度。曾用适当布置电传感器, 试图掩盖这种影响, 得到不同程度的成功。一种典型的办法是采用胶合电阻应变片的花。由下列两种原因, 相互作用特别讨厌。

①它们影响系统的准确度, 特别是在合成的载荷与所测的直接载荷相比是很大的时候。

②它们需要矩阵式的校验, 这一要求大大地增加了试验准备和简化数据的时间, 并且试验时也很繁复, 特别是对于校验和标绘其最终结果时。

本系统所用的力的敏感仪 204, 表明在图1-13、1-14和1-15中。它是从整块不锈钢加工出来的, 每边 4.000 吋的立方体。

参看图1-13, 敏感元件 204 有三对不同类型的表面, 分别称为弯曲面 206, 平板构成的安装面 208 及敞开端 210。在这里介绍所采取的具体形式中, 每个弯曲面 206 有两个长 2.500 吋、厚 0.186 吋及宽 1.00 吋弯曲件。这就意味着 4 吋的立方体上, 板 208 每块是 $\frac{3}{4}$ 吋厚, 它与弯曲件相比刚性甚大。一个 2.0×2.5 吋的矩形孔 214 使得传感器装到敏感元件内部。

每个安装面 208 上有四个开孔 216, 每个角上一个, 攻有内螺纹, 以安装 $\frac{3}{8}$ 吋的螺栓。同时还有两个孔 218, 布置在中心线上接近于相对称的边缘处, 这两个孔钻铰后, 可插入 $\frac{1}{4}$ 吋的对位销。两个安装面 208 是相同的, 例外的是如图1-13所示, 其中一个面上有用于装止动栓 224 的孔 220。

敏感元件的敞开端 210, 由弯曲件 212 和安装面 208 的厚度组成。一切敏感元件单元的尺寸都做成相同的, 以保证互换性。

敏感元件的内部由立方体块尽实际可能加工掉最少的材料构成之。这样做以保持简单和允许有刚性极大的支承件。元件内部的二个主要部件是用来支承和维持传感器线圈和铁芯相对位置的支架。参看图1-14和1-15, 支架 222 刚性很大, 是整体上的一部份, 与下安装面 208 一起移动。上安装面 208 装有一个直径 $1\frac{1}{8}$ 吋的圆柱形止动栓 224, 它穿过上安装面 208 并伸入线圈支架的止动孔 225。止动栓 224 限制了敏感元件的移动, 从而防止了弯曲件的超载。止动栓 224 在线圈支架止动孔 225 内的径向间隙为 0.031 吋 (直径)。

铁芯的支架 226 也是刚性的, 是上安装面 208 的一部分, 它与线圈支架向相反方向移动。

一个类似于差动变压器拾波器装置 (美专利 2494579, 1950, 1, 17, J.R.Pimlott 等) 的传感器装置, 有个壳子 230 支撑在线圈支架 222 上, 并用定位螺帽 232 加以固定。装在壳子 230 内的线圈 234 有两个相等的绕组。磁芯 236 可滑动地支撑在壳子 230 中, 用螺纹轴 238 与磁芯支架 226 上的螺纹孔 240 相啮合, 以使磁芯 236 相对于线圈 234 可用螺丝调节。在调节后, 用防松螺帽 242 使磁芯保持于一定位置。有了以上的布置, 当一个安装面 208 相对于另一个平行移动时, 敏感元件 204 就能敏感出弯曲件 212 的挠度。这一位移等于根据用重量静校的载荷。

敏感元件 204 的刚性系数要选得足够大以使得其自振频率的值能保证不致把拖车振动或强制机构的振动力放大, 同时刚性又要足够小, 以保证得到良好的灵敏度和对力的分解。在连接于 2000 磅的模型, 每个敏感元件 204 的自振频率约为每秒 30 周, 与此相对应的强

制机构的最大频率为每秒0.5周。因此,显然静校能严格适用于所测得的振荡力。

对于垂直于安装面208和敞开端210的力和力偶来说,弯曲件的刚度是足够大的。因此,唯一可能产生机械的相互影响的是在安装面208的中心作用以很大的力,而弯曲件212又是倾斜时。对于500磅的直接载荷,弯曲件212的移动保持在0.01吋左右,因此500磅的间接载荷,约产生0.05%的相互影响,这是小于大多数现有校验设备所能察觉的程度的。

当磁芯236相对于线圈234作轴向移动时,由于改变了壳子230和磁芯236之间的空气隙长度,从敏感元件204出来的电信号就发生变化。传感器的灵敏度以及线性范围,由线圈的最大位移对空气隙长度的比值来决定。这个比值常根据随着敏感元件承受的最大载荷和产生的最大挠度来预估。现在装在传感器内的磁芯,选择在 ± 0.004 吋的范围内给出最佳的特性。

在所采用的具体形式中,敏感元件204是采用 Armco 炼钢公司制造的17—4PH不锈钢制成的。选用这种材料是由于它抗弯性能最好,有抗锈蚀的性能及由于它能精加工和经热处理而不变形挠曲。在测量的准确度范围内,它实际上没有机械的迟滞,在加载和卸载时,其载荷——挠度曲线是相同的。

力的敏感仪204提供了测量除横摇力矩外一切所需的力和力矩的方法。因此还需要用另外的仪器来测量横摇力矩,以完善这种系统。大多数模型在支柱连接处横剖面不够大,不能安装一个偏心的力敏感仪。因而为此目的,提供一种不同类型的仪器。

在图1-16上表示的横摇仪250与测量纯作用力的一个分量的敏感仪不同,它设计成测量绕一个轴的纯扭矩,而不受作用于其它方向的力和力矩的影响。

参看图1-16,轴的组合件252有个凸缘254(上有几个孔256以与力的敏感仪204相联接)、挠曲件258、电枢260(绕挠曲元件258安装)、销住的延伸轴262及线圈263(围绕于挠曲元件258)。

对于所选用的组合体,其挠曲元件258包括两个挠曲段264,它们长1.125吋,直径1.2吋。除了电枢260及横摇销外,整个轴的组合件252是用孟乃尔合金,如K—孟乃尔合金做成的。因为它具有低的机械迟滞性和无磁性特性。

为了保持横摇时有合理的刚度,其扭转刚性系数选为在650磅—呎力矩作用下产生30分($1/2$ 度)的转角。

电枢260是用磁性不锈钢制成管形,并用不锈钢的横摇销266销住在挠曲元件258上。

参看图1-17,它是一个展开图。电枢260包括一个中心环268和两个外环270及272,它们具有由狭(0.010吋)空气隙274彼此分开的横伸爪273,伸到挠曲元件258。这些圆环用横摇销266销于孔276内,以保持其相对位置。

当绕X轴的横摇力矩作用于轴组合件252时,挠曲元件258的挠度将使得外环270和272相对于中心环268产生移动。这一移动如图17的箭头278所示,趋向于使中心环268和外环270之间的空气隙274张开,而使中心环268和外环272之间的空气隙274闭合。这样空气隙274的不同变化,改变了通过电枢260的磁力线,同时也就改变了线圈263的阻抗。

参看图1-16,线圈263好像力的敏感仪204中的线圈234一样。线圈263成型于浇注树脂中,以保护套筒280、端板281以及用销子284销于轴组252上的圆筒282。

延伸轴262用退拔(斜)销286销牢于轴壳288上。

图1-18是图1-16沿18-18剖线的剖视图。其中表示由号数288标明的常平环的细节。组合轴壳288用滚珠轴承292可旋转地连在轴耳290上使轴组292可以自由地绕Y轴纵摇。轴耳290固定在艏轴294上,后者又用滚珠轴承298可旋转地安装于心轴296上,从而可绕Z轴自由旋转。绕X轴的转动受到约束,并由横摇仪250来测量之。心轴296用螺栓接于焊在支柱42的下部64的垫板299上。

在图1-19上可以更详细地看到前支柱42的仪器组合200。其中,模型26装有底板300以安装仪器组合。第一个力的敏感仪302用螺栓接在底板300上,它的挠曲元件面对X方向,使之测量X方向上的力。第一个仪器302的对面安装面,用槽型钢板304及螺栓连接在第二个仪器306的一个安装面上,第二个仪器的挠曲元件面对Y方向,使之测量Y方向力。Y方向力的敏感仪306的另一个安装面,用带有角撑板的角肘板308,以螺钉连接于第三个仪器310,而它的挠曲元件面对Z方向,以测量Z方向的力。Z方向力的敏感仪310的另一安装面用螺钉连接在横摇仪250的凸缘254上。该仪器又经过常平环283接于拖航支柱垫板299上。这样一来,从模型开始,仪器链道的次序是: X—力, Y—力, Z—力和横摇力矩。

根据与自由支持的梁相类比,来说明为什么用以上的布置来确定力和力矩是方便的。例如以垂直面内运动为例,在每个常平环的中心有作用力,而绕每个环中心的力矩为零, Z方向的反作用力,用该仪器组来测得,它们的矢量和就是总的Z向力。然后把这个反作用力对重心分解,以得到纵摇力矩。因为支柱是对称于重心的,所以纵摇力矩等于Z向二个反力的向量差乘以从一个常平环中心到重心CG的距离。作用于模型的X方向的力,也用仪器在每个常平环中心处测得,反作用力的向量和为总的X方向力。因X方向反作用力是通过轴线的,对纵摇力矩没有影响。

同样的方法也可用来得到在水平面内的力和力矩。仅剩下横摇力矩有待决定,总的横摇力矩等于在每个支柱处用横摇仪测得的反作用力矩之和。

可以看出,能够减掉一个横摇仪和一个X方向测力仪,而仍可测得一切所需的力和力矩。为此,在其中一个支柱上装置一个有三个自由度的常平环及一个允许沿X方向移动的滑子,这就可以分别只由一个横摇仪和一个X方向测力仪来得到全部横摇力矩和X方向的力。但是曾认为有一个能避免摩擦和空动的封闭的弹性系统是所希望的。这种摩擦和空动曾使较早期的双支柱系统感到困难。

参看图1-20,其中详细地表明了后支柱的仪器系统202。它有一个连接于模型26的底板314、X方向测力仪316、Y方向测力仪318、Z方向测力仪320、常平环322和旋转接头324。如图1-19所示的前支柱仪器系统200一样, X、Y、Z测力仪装在支支架上。

常平环322有一凸缘326固定在Z方向测力仪320上;园筒壳328焊接于凸缘326上;盖板330连接于壳子328。装在壳子328内部的滚珠轴承332可旋转地支撑一个耳轴334,后者有一个园形的轴承面336以支承球形轴承338。螺母340把圆形的轴承面固定于耳轴334内。

园球形轴承338装在后支柱心轴344上,并由螺母346来定位,后者又用一个限制销穿过孔眼348来销住。后支柱的心轴344的凸缘350,用螺钉固定于旋转接头324上,后者包括旋转臂352和轴承354,还有一个凸缘356来接于后支柱44的下部64的垫板358上。

心轴344和旋转臂352于轴承354和球形轴承338之间,在XZ平面内摆动,以使

后支柱44带模型可沿X轴方向移动。球形轴承338,允许模型绕X轴转动。装在耳轴334上的滚珠轴承332,使其滑动摩擦尽可能地减少及变为滚动摩擦。因而在前支柱42处的横摇仪250能完全约束其横摇的趋向,以及准确地测量其横摇力矩。

平面运动机构是一种产生绕其重心强制旋转运动,以直接确定模型绕Y轴旋转(纵摇)的旋转系数;使模型绕X轴旋转 90° ,作另一个纵摇试验,可确定模型绕Z轴转动(偏航)的旋转系数的设备。

为了产生模型绕X轴的旋转(横摇),以直接确定其旋转系数,使用一个如图1-21所示的横摇振荡仪360。它装在前支柱42或后支柱44处,向下伸到一个改进了的横摇仪处。在没有横摇振荡仪的那个支柱处,装有一个有三个自由度的轴承。支架361支撑一只在支柱42或44前面的马达362。具有 $\frac{1}{8}$ 吋偏心度的曲柄臂363连接于马达362,并在一个苏格兰式蜗364中滑动。以驱动一个可拆卸的横摇振荡仪轴365作垂向的正弦运动。横摇振荡器的轴365在装于支柱42或44中心线上的移动式滚珠轴承366中作垂向的滑动。

参看图1-22,它是在图1-21上沿22-22视向的侧视图。轴365上销住一个弯头367,和在约 $\pm 2.50^\circ$ 角度范围内驱动杠杆368。

再见图1-21,杠杆368振荡了一个改进过的横摇仪370的延伸轴369,从而驱动了模型。改进过的横摇仪370除在图1-21上用剖面表示的部分而外,与图1-16所示的横摇仪250相似。延伸轴369相似于连接轴262,所不同的是向前延伸较长及有一个装于其端部的杠杆368。改进过的套筒372,相似于套筒280,但更向前伸,并留有按装滚珠轴承374的空间。

在延伸轴369上的开孔378和改进过的套筒372上的开孔376,为装置可拆卸的退拔销379留出地位,该退拔销使得在进行纵摇和升沉试验时,可把套筒372和轴369锁接起来。在纵摇和升沉试验时也把轴365松开并拆掉,使横摇仪的常平环完全自由。

在横摇试验中,支柱42和44用定位销95(见图1-7)固定在一定位置上,卸掉销子379,同时横摇振荡仪马达362以大约每秒0.2周的频率使轴365振荡来使艇模在 $\pm 2.50^\circ$ 角度内正弦地横摇,而横摇仪和各测力仪则测量各反作用力。

振荡试验和定常状态试验的记录系统,在许多方面是相似的。这种振荡试验所用的记录系统的具体形式,表示在图1-23和1-24上。

已经介绍的平面运动机构,包括6个测力仪和一个横摇仪,因而采用七个并联的波道(每个仪器一个)。图1-23是横摇仪或测力仪500的典型波道的方框图。其中包括用同步开关504激发的分力分离器502,一个检波器506,一个电位计508、积分器510,一个伺服放大器和马达512及布朗(Brown)记录器514。

参看针对图1-23的线路图1-24,4.5伏、400周的交流电压施加于横摇仪500的线圈518的中心接头516及检波器506的变压器524的初级线圈522之间的公共接头520上。线圈518和初级线圈522的外端,经过分力分离器开关544接在一起而完成线路。当横摇仪500的磁心526从磁性线路的中央位置移开时,线圈518中两半部分的每一部分以数量相等方向相反地改变其阻抗,在变压器524上产生不等的电压。

变压器524的输出电压用二极管528整流,并加到反馈电位计508上,使变压器524的公共接头530和电位计508的一臂532间的电压差,正常情况下一直等于零。由于磁心526的移动,在变压器524上形成不等的交流电压,产生电位计508上不相等的直流电压,从而使零点移动。在斩波放大器534中,把公共接头530和臂532间的电压差放

大,并变成60周的交流电压,来驱动伺服马达536。

伺服马达536的轴538,则移动反馈电位计508的臂532到新的零点,同时也移动布朗记录器514的笔,以记录读数。

为了把仪器500的信号分介完成如图1-3和图1-4所示的同相的和成 90° 相差的分量,用同步开关504有选择地操动力分量分离器。

如图1-24所示,极化继电器542有一个操作线圈543和一组触点,触点的连接构成双极双向开关544。线圈543用一个包括有电阻545、电容546的充电线路接到选择器开关547上。

选择器开关547,可以任意在给定位置把继电器线圈543接到常开的 0° 和 180° 接触点上或接到常开的 90° 和 270° 接触点上,以分别作同相位的或成 90° 相位差的分量分介。这四个接触点就是图1-11中同步开关组160的开关182的接触点。

在将选择器开关547调正好后,由给定的一对同步开关操动继电器542进行信号的整流。例如,如图1-24所示的一种正常的调正位置, 0° , 180° 这一对同步开关是通电起作用的。在每次 0° 开关操作时,继电器542的线圈543被激发,使开关544置于它的两个位置中的一个。则从仪器500出来的信号带有正常的极性达到记录器514,同时与继电器线圈串接的电容546被充电。每次操动 180° 的开关时,电容器546接地放电,使继电器542反接,从而使仪器500的极性反向。

在 0° 和 180° 交替逆转的净效果,就是通到记录器514上的一个整流信号。因为同步开关504是利用强制运动机构上同步开关组160和相位改变器106,而调节到与平面运动同相的,所以整流和运动是同步的。

如果做定常状态试验,或不希望分介仪器的输出时,选择器开关547置于静态位置,对继电器542不产生激发作用,从而使开关544留在它的两个位置之一上。

跨度电位计550接于反馈电位计508的臂532和公共接头530之间,以调节与其相接的、每个具体的横摇或测力仪的记录电路的灵敏度。

积分器510与伺服放大器534的输入端相连接,它是一个1000mf至8000mf的可变电容器552。

对于每个具体的试验,电容器552的电容量,根据所希望的光顺程度的需要,选择尽可能小的值。这样进行一个完整的航次试验所需的时间最少。因为积分或滤波是用改变电容,而不是改变电阻进行的,所以从无滤波器到有全滤波器的定常状态的信号不发生衰减。

被积信号等于振荡信号的直流电平均值,因此,必须对被积信号乘以 $\pi/2$,来得到所要测量分量的振幅。

在图1-24所采用的具体形式中,用了下列部件:

变压器524——西南实业电子公司(Southwestern Industrial Electronics)型号SO-1553;

二极管528——IN483;

电位计508——20欧姆;

放大器534——Brown Electronik 型号357926, Minn-Honeywell Regulator Co.;

伺服马达536——型号1252 Minn-Honeywell Regulator Co.;

继电器546——GE型CR2791K114AI,通用电气公司

跨度电位计550——2500欧姆;

积分器电容器 552——1000~8000微法拉；

记录器 514——Brown型，Y153 X(28) VV-X(IV)(G)(P6)(U)(V)
Minn-Honeywell。

电阻器 545——100 欧姆；

电容器 546——1.0 微法拉。

力分量分离器和积分仪的有效性，已由加以控制的试验室试验得到确立。对于测力仪的磁心在两个频率之一，以已知振幅作近似于正弦曲线振荡，而支柱间规定相位角的变化范围为 $\pm 40^\circ$ 。这一试验结果，表示在图1-25上。其测量值与已知值或准确计算值做了比较。这个研究表明，对任何个别分量的振幅值都可确定到1%的准确度范围内，这是可以与完善的定常状态试验中通常达到的准确度相比较的。

如前面所介绍的，平面运动机构和记录系统，提供了使模型产生水动力方面的纯纵摇和纯升沉运动的措施、测量三因次作用力和横摇力矩的仪器组及自动把这些力和力矩分介成同相的和成 90° 相差的分量并作出永久性记录的系统。

平面运动机构提供了一种测量一个物体通过液体运动时产生的三因次反力的新仪表系统。

绕X轴的横摇力矩由横摇仪提供，而Y和Z力的分介提供了直接测量绕Y和Z轴的力矩的系统。

此外，横摇振荡器提供了一种使舰艇模型绕X轴作小振幅横摇的设备。同时测量X,Y,Z的合力及横摇力矩，从而可直接测量出横摇运动方程的系数。

当然应该知道，以上的介绍仅关系到本发明所采用的一个具体形式，并力图概括没有离开本发明精神和范围的各种实例的一切变化和修改。

参 考 资 料:

U. S. Patent NO	2490574	Austin	1949.12.6
	2685200	Slottow等	1954.8.3
	2700896	Root	1955.2.1
	2782636	Pencker	1957.2.26
	2826064	Hastings	1958.3.11
U. S. Patents NO.	2859613	Green	1958.11.11
	2958056	Giovanni	1960.10.25
German Patent.	NO. 290898		1916.3.23
D.T.M.B Report	569 P9		1947.4.

译自：

Planar Motion Mechanism and System Alex Goodman and
Morton Gertler U. S. Patent NO.3052120, Cl. 73-148, 1962.9.4