

有限元法在船体总振动中的应用

钟万勰 何 穷

(大连工学院) (上海工业大学)

薛惠钰 杨 波

(中国船舶科学研究中心)

(1982年2月27日收到)

摘 要

当用梁理论计算船体振动的高谐调特性时, 理论计算值与实际试验量测值有较大偏差. 这样, 梁理论不能作为计算高协调振动的一个实际可用的方法. 本文应用二维和三维有限元模型计算船体垂直振动. 采用我们自己编制的多单元结构动力分析程序DDJ (DL) 在国产709计算机上计算了船体A和船体B两个船的船体总振动特性.

计算结果与实测结果比较表明, 建立的二维有限元模型较之传统梁模型有明显的优越性. 理论计算与实测之间的偏差大大改进, 其四、五协调的计算误差由原来梁模型的20%以上降低到5%以内. 而且由于计算模型简单, 原始数据准备方便, 计算时间短的特点, 适宜在国产中小型计算机上实施. 因而该计算模型可供设计部门在船舶设计阶段较为精确地计算船舶振动特性使用.

一、引 言

船体总振动计算方法的研究一直是人们在不断研究的课题. 过去普遍应用的是梁理论, 在该法中将船体简化成质量和刚度沿船长变化的变剖面梁, 求解考虑剪切变形和转动惯量影响的铁木申柯梁方程, 计算船体的固有频率和振型. 在近似求解该微分方程的数值方法方面出现了各种不同的算法, 如能量法、有限差分法、积分方程法、迁移矩阵法等^{[1]~[4]}. 其中迁移矩阵法则被普遍认为是一种比较好的算法而得到船舶设计和制造部门的广泛应用. 然而研究结果表明, 应用梁理论的计算结果, 在低谐调时, 误差较小, 一般尚能控制在5%以内, 而高谐调的计算结果误差较大, 四、五谐调的误差高达20%左右, 已失去实际应用的意义. 图1汇总了国内外有关资料中船舶垂直振动固有频率量测值与计算值的比较情况^[6].

现在一般船舶采用低转速大马力的螺旋桨作为推进器, 其螺旋桨激振力的频率往往就在船体高谐调频率范围之内. 因此, 研究船体高谐调振动的计算方法, 改善高谐调固有频率的

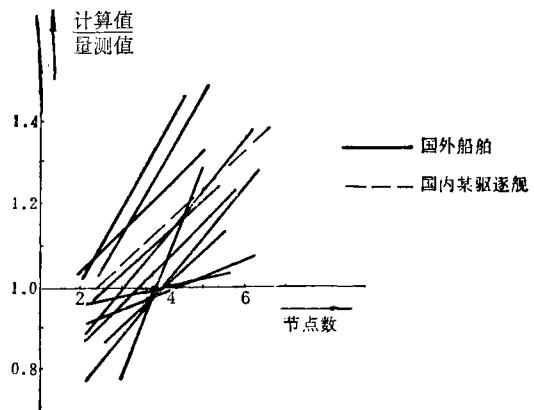


图1 船舶垂直振动固有频率测量值与计算值 (梁模型) 比较

计算精度是一项十分重要的研究课题。

高谐调频率的计算误差较大,固然有原始参数的不精确,数值计算的误差等原因,但是最根本的还是计算模型不合理所致。船舶在高谐调振动时,节点间距离已接近于船舶的横向尺度,细长梁假设不再适用,因而提高高谐调振动计算精度的根本办法是建立更为合理的计算模型。

近年来,国外对应用有限元法计算船体总振动作了广泛的研究,出现了二维膜-杆模型,三维模型,杂交模型(即尾部用复杂的二维或三维模型简化,而船体其余部分用梁来表示)等有限元模型^{[8]~[9]}。

我们的目标是要建立便于在设计阶段应用尽可能简单的计算模型,又能在所研究的频率范围内足够精确地反映出船体的振动特性。利用二维和三维有限元模型,在国产709型计算机上应用多单元组合结构动力计算程序DDJ(DL)对两条船(船A和船B)进行了振动特性和动力响应的计算,计算结果是满意的。

本文详细介绍应用二维和三维有限元模型计算船舶总振动的物理模型的简化方法及原始计算参数的合理选择,对多单元组合结构动力计算方法也作了简略的介绍,最后,以一条船舶(船A)的振动特性和动力响应的计算为例,并与实测结果进行比较,对应用有限元模型进行船体总振动计算的几个问题进行了讨论。

二、计算船体总振动的有限元法

船舶是一个由板、壳、杆等构件组合而成的中空薄壁箱型梁结构,在波浪、螺旋桨、主机激振力的激励下发生振动。一般人们最为关心的是垂直弯曲振动,虽然严格说来,由于船舶内部结构的情况和质量分布并不完全对称于作用在船体上的垂直激振力,除了产生垂向和纵向的振动外,还将会产生横向振动,但大量的实船试验结果证明船舶横向振动与垂向振动的偶合很小,可以忽略。因此为了简单起见,在计算船舶垂直弯曲振动时,可以把船舶在宽度方向压缩,简化成在纵中平面内一系列杆元和膜元组合而成的组合结构。其中每一单元都是假定剖面特性均匀,且各向同性和均质。杆元仅承受轴向拉压载荷,不承受弯曲,一般是沿薄膜元的边缘放置,而薄膜元具有承受轴向和剪切载荷的能力。

船舶作垂直弯曲振动时,甲板和底板主要承受轴向载荷,因此分别将它们压缩成杆,其位置按实际情况放置,杆元的面积取其板的面积及板上纵向连续构件面积之和。而薄膜元的厚度则取所有承受剪切载荷的纵向连续构件厚度之和,一般为船体垂直舷侧壳板和纵向连续的纵仓壁厚度之和。对于舷侧舵板等曲板或倾斜板的情形,则仅取其厚度的一部分作为有效厚度,这一部分承受铅垂方向剪切。而另一部分则认为承受轴向荷重而计入到杆的横剖面面积之内。

为了检查计算模型的精度,应选择沿船长方向若干剖面,计算它的惯性矩,并与实船惯性矩进行比较。一般前者的惯性矩稍小于后者,必须调整杆单元的面积进行修正,直到两者很好一致为止。同时,相应的中和轴位置也应十分接近。

整船的三维有限元模型更能正确地反映船体在振动中的变形情况,得到更精确的结果。我们对船B采用这种模型进行了振动分析,船舶结构的三维有限元模型主要由膜元组成,此外也包括杆(二力)元和梁元。船舶的舷侧壳板、横隔壁、纵隔壁和双层底都用膜元来模拟。在甲板和底板中引入纵向拉压杆,以表示甲板底板中的纵桁杆,它们没有包括在膜单元中。至

于板中的小纵骨,就折合在板中,把板视为正交各向异性板来处理.由于我们仅关心船舶的对称振动,忽略它的横向及扭转模态,因此,只考虑整条船的一半.在中线对称面处给出适当的边界条件.模型尾部及上层建筑采用较密的有限元网格,而在前半部采用较粗糙的网格.

本文采用集中质量模式.它与协调质量模式相比,精度差不多,在某些情况下反而更好^{[10],[12]}.

船舶在水中振动时,作用在船体浸没表面的动压力对船舶的动力特性有重要影响.这种影响可以在结构运动方程中引入一附加项即附连水质量来考虑.我们这里采用二维附连水质量值加三维因子修正的方法计算.

结构阻尼是动力响应计算中极为重要又难以确定的参数之一,目前一般用正比于运动速度的粘性阻尼来近似,对于梁或板组合结构来说,当在只研究其前面若干个谐调的振动时,通常可以认为阻尼矩阵仅与刚度矩阵成正比^[13],即 $[C]=\beta[K]$.本文中我们根据对二条同类船舶前面几个谐调激振试验结果,求得 $\beta=0.0018$.

为了与激振试验实测结果相比较,我们用船A艉端1号节点上的正弦力来模拟激振试验时的激振力.其大小与激振机转速平方成正比,一号节点即相当于激振试验时激振机的安放位置.

图2表示了船A的有限元模型,节点总数94,自由度数188,杆件数75,四节点四边形单元63,五节点四边形单元为3.

从原理上讲,上述计算模型的简化方法亦可用于计算船体横向弯曲振动,不过此时需考虑更多的因素.

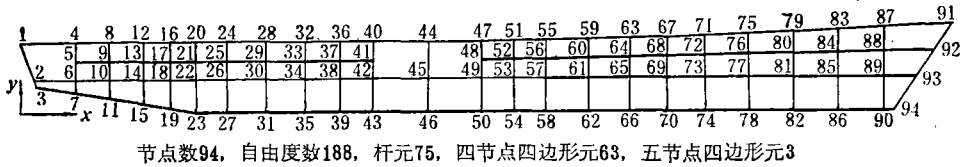


图2 二维有限元模型

三、组合结构有限元动力计算方法

在计算整条船舶结构的自振频率时,可不计阻尼的影响.则结构动力方程为:

$$[M]\{u\} + [K]\{u\} = 0 \quad (3.1)$$

对于简谐运动,设 $\{u\} = \{x\} \sin \omega t$,则相应的广义特征值问题为:

$$[K]\{x\} = \omega^2 [M]\{x\} \quad (3.2)$$

其中 ω^2 是特征值.

为了减少计算时间和节省内存,我们采用了把 M^{-1} 正交化方法与子空间迭代法相结合的迁移式子空间迭代法^{[14],[15]}.下边,设 Q 是要求的特征值个数, $[x_0]$ 是迭代振型矩阵.每当完成一次迭代,就判断有多少阶(设为前 FQ 阶振型)特征值满足 $\epsilon/10$ 的精度(ϵ 为计算特征值所要求的精度)要求.在下一次迭代中,只让 $[x_0]$ 中的第 $FQ+1$ 列至第 Q 列继续参加迭代.但在迭代前,还必须用 M^{-1} 正交化手段将 $Q-FQ$ 个继续参加迭代的向量中所含前 FQ 阶振型分量清除掉.

把在 $[x_0]$ 中所含前最低的 Q 列向量记为 $\bar{x}_1, \bar{x}_2, \dots, \bar{x}_{FQ}, \dots, \bar{x}_i, \dots, \bar{x}_Q$.在某次迭代结束后,其前 FQ 列已达到 $\epsilon/10$ 的精度要求,设在其后的 $Q-FQ$ 列中任意一列为 \bar{x}_i ,为了清除

结掉前 FQ 阶振型的成分, 可构造一个列向量 \tilde{x}_i ,

$$\tilde{x}_i = \bar{x}_i - \alpha_1 \bar{x}_1 - \alpha_2 \bar{x}_2 - \dots - \alpha_{FQ} \bar{x}_{FQ} \quad (3.3)$$

\tilde{x}_i 应与 $\bar{x}_1, \bar{x}_2, \dots, \bar{x}_{FQ}$ 关于 $[M]$ 阵正交, 即

$$\left. \begin{aligned} \bar{x}_1^T [M] \tilde{x}_i &= 0 \\ \bar{x}_2^T [M] \tilde{x}_i &= 0 \\ \dots & \\ \bar{x}_{FQ}^T [M] \tilde{x}_i &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.4)$$

由于 $\bar{x}_1, \bar{x}_2, \dots, \bar{x}_{FQ}$ 已是精确 (满足 $\varepsilon/10$) 的振型, 它们之间满足 M^{-1} 正交条件

$$\bar{x}_s^T [M] \bar{x}_t = 0 \quad (s \neq t) \quad (3.5)$$

$$s, t = 1, 2, \dots, FQ$$

将 (3.3) 与 (3.5) 式代入 (3.4) 式, 不难得到下列 FQ 个 α_i ($i=1, 2, \dots, FQ$) 的表达式

$$\left. \begin{aligned} \alpha_1 &= \frac{\bar{x}_1^T [M] \tilde{x}_i}{\bar{x}_1^T [M] \bar{x}_1} \\ \alpha_2 &= \frac{\bar{x}_2^T [M] \tilde{x}_i}{\bar{x}_2^T [M] \bar{x}_2} \\ \dots & \\ \alpha_{FQ} &= \frac{\bar{x}_{FQ}^T [M] \tilde{x}_i}{\bar{x}_{FQ}^T [M] \bar{x}_{FQ}} \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

求出这些 α 值后, 就可按 (3.3) 式构造 \tilde{x}_i .

我们在程序中规定每次迭代只让 $[x_0]$ 中前 12 列参加, 当有 FQ 阶满足 $\varepsilon/10$ 精度后, 便让它们脱离迭代, 而让 $[x_0]$ 中的后面若干列补充以补足 12 列. 计算实践证明该方法是相当有效的.

另外, 由于船舶漂浮在水中, 因而除了发生弹性弯曲振动外, 还可以发生升沉、纵摇等刚体运动, 因此, 结构总刚度阵 $[K]$ 是奇异的. 我们采用刚度阵移轴的方法消除其奇异性. 我们把广义特征值问题 $[K]\{x\} = \omega^2 [M]\{x\}$ 修改成

$$([K] + \alpha[M])\{x\} = (\omega^2 + \alpha)[M]\{x\} \quad (3.7)$$

或

$$[\bar{K}]\{x\} = \lambda[M]\{x\} \quad (3.8)$$

其中 $[\bar{K}]$ 是正定的. 用上述方法计算出的各阶 $\{x\}$ 就是原来广义特征值问题的各阶振型, 从各阶的特征值 λ 减去 α 后就是原问题的 ω^2 了.

利用上述方法求得各阶频率和振型后, 就可用振型迭加法进行整船的动力响应计算.

四、计算结果和讨论

被计算的船体的主要特性在下表给出:

表1

船体特性	船A	船B
排水量	1500 DWT	6642.6 DWT
船 长	103.5 m	164.3 m
垂线间长度	98 m	154.1 m
型 宽	10.8 m	22.86 m
型 高	6.3 m	13.20 m
吃 水	3.1 m	2.5 m

对船A利用上边提到的二维模型用 DDJ(DL)程序, 在709计算机上算出前28阶振型, 船A的有限元模型在图2中表示. 某些重要的尺度参数在下边简单列出:

结构节点数	94
自由度总数	188
膜单元数	66
杆单元数	75
所求频率数	28

计算时间(自由振动和强迫振动) 120分

对船A的计算结果在表2中给出, 前三阶模态表示由船的升沉、纵摇和平移组成的刚体运动. 真实的弹性模态是从第四谐调开始.

表2 计算船A的自振频率值

模态数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
频率(c.p.m)	0	1.06	1.26	96	203	320	431	489	564	669	765	826	858	937
模态数	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
频率(c.p.m)	1014	1154	1269	1350	1368	1400	1456	1472	1513	1558	1597	1614	1691	1764

计算结果与实测值的比较在表3中给出. 图3给出计算的前12阶弹性模态. 图4给出了前四阶模态计算值与实测值的比较, 而图5给出了船艏94号节点处计算共振曲线与激振试验时实测共振曲线的比较.

表3 船A总振动计算值与实测值的比较

振型		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
节点数		2	3	4	5	5	6	7	8	9			
试验实测值(c.p.m)		97	207	320	443		542						
梁模型 (迁移矩阵法)	计算值 (c.p.m)	93	220	369	555		752						
	计算值 量测值	0.96	1.06	1.15	1.25		1.39						
二维有限元模型 (四节点协调单元)	计算值 (c.p.m)	98	212	338	460	497	607	725	829	854	908	989	1089
	计算值 量测值	1.01	1.02	1.05	1.04		1.12						
二维有限元模型 (四节点不协调元)	计算值 (c.p.m)	97	210	336	457	496	604	722	826	851	904	985	1085
	计算值 量测值	1.0	1.01	1.05	1.03		1.11						
二维有限元模型 (4节点不协调元, 考虑剪切修正)	计算值 c.p.m	96	203	320	431	489	564	669	765	826	858	937	1014
	计算值 量测值	0.99	0.98	1.0	0.97		1.04						

利用三维有限元模型, 计算了船B的前13阶振型. 船B的三维有限元计算模型在图6中给出. 它的一些重要的尺度参数下边简略给出:

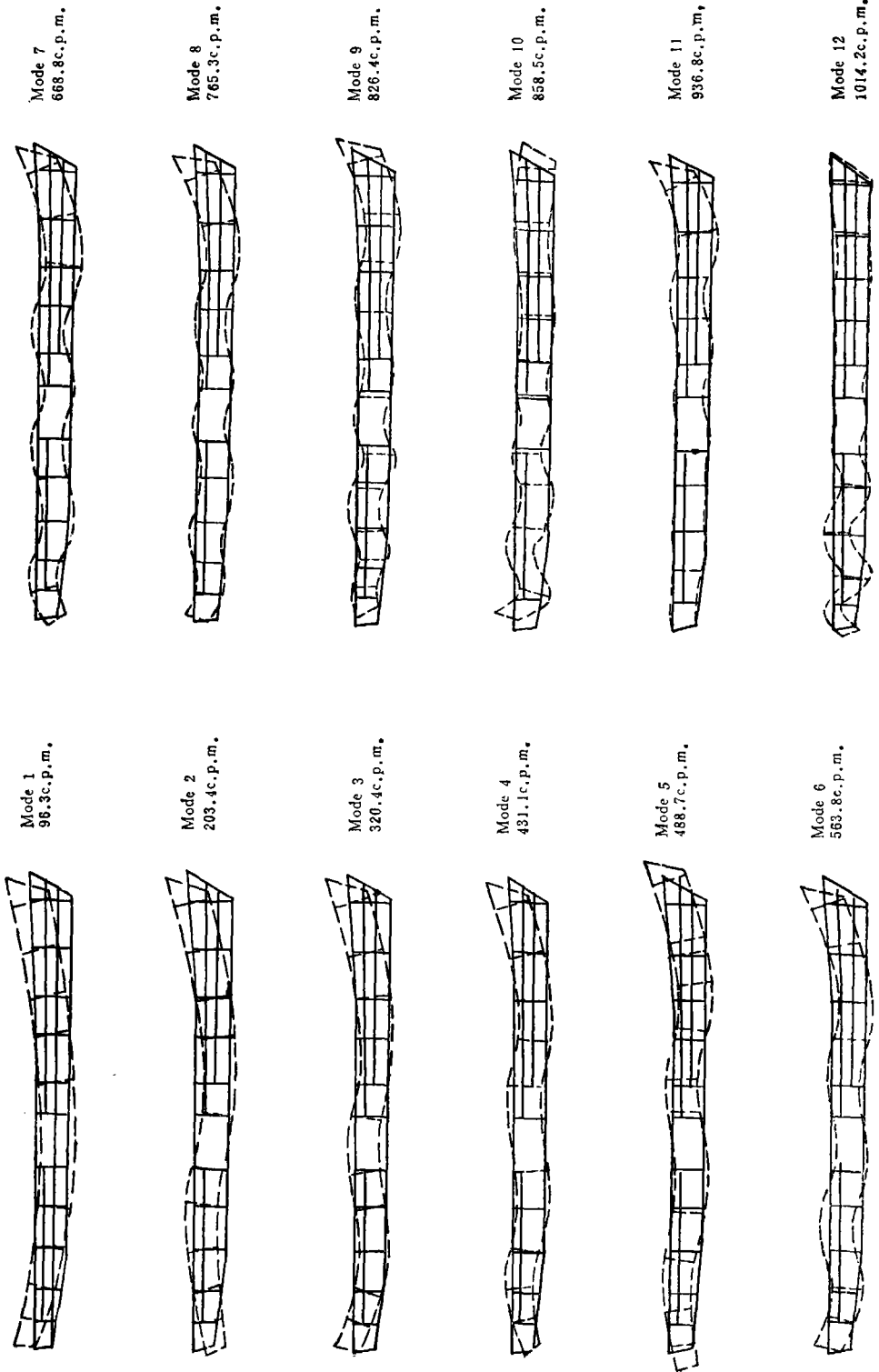


图3(b) 船A的计算振型

图3(a) 船A的计算振型

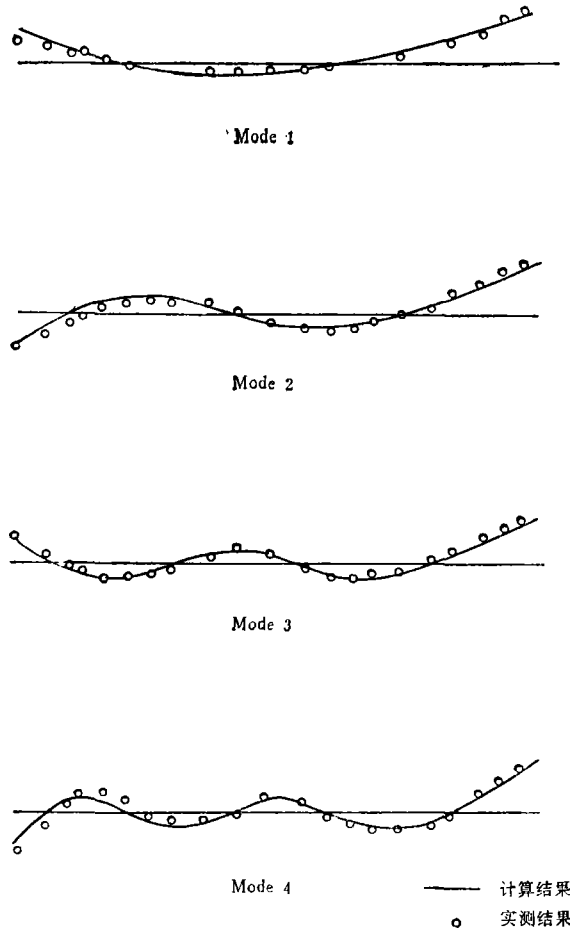


图4 计算振型与激振试验实测结果比较

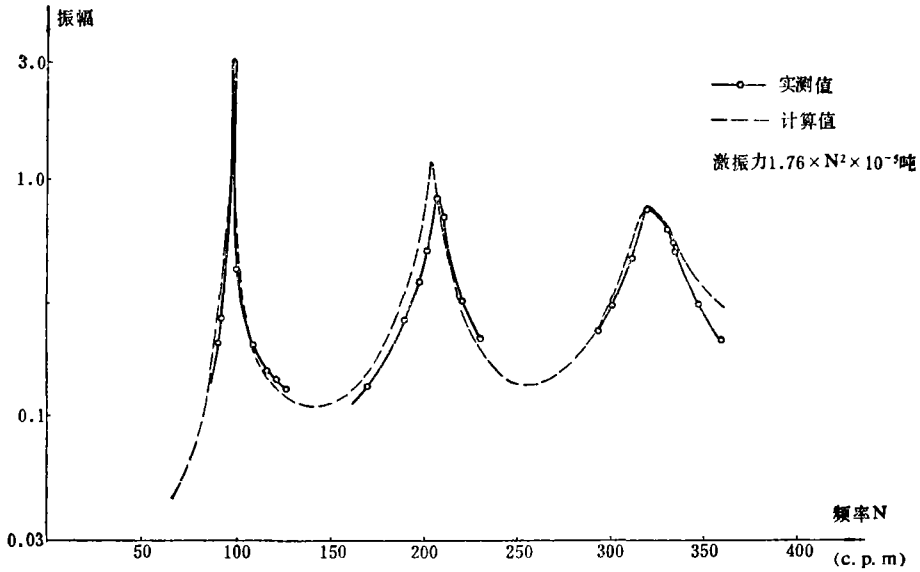


图5 计算共振曲线与激振试验测量共振曲线之比较 (在船首94号节点)

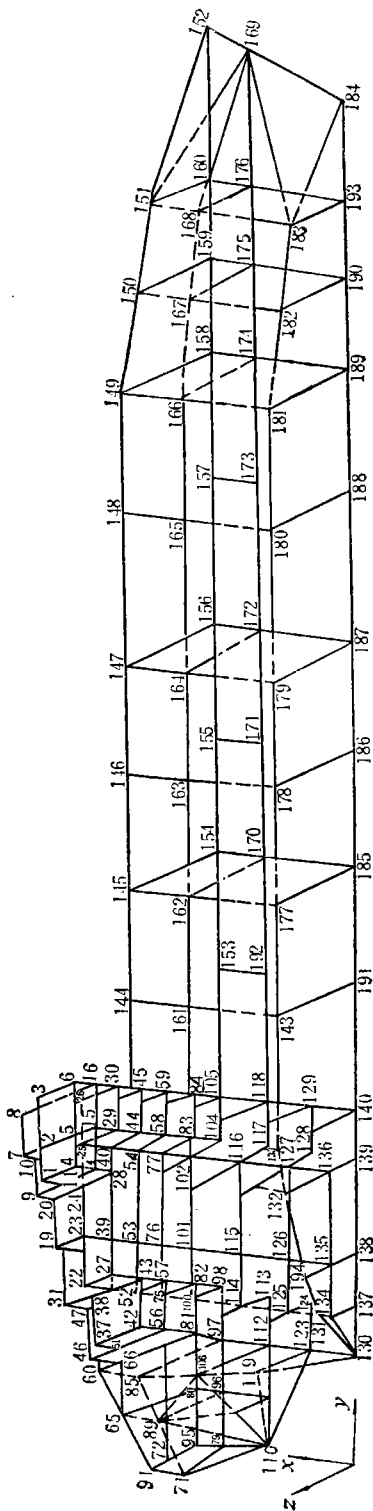


图6 船B的三维有限元网格模型

结构节点数	195
自由度总数	414
膜单元数	224
杆单元数	41
梁单元数	38
所求频率数	13
计算时间	110分(TQ-16机)

船B的计算结果在表4中给出。

表4 船B的自振频率计算值

模态数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
频率(c.p.m)	0	0.15	1.26	109.8	199	303	352	358	413	502	572	609	710

从对船A的计算结果和实测值比较,已经表明利用二维有限元模型与实验实测值已能比较好的相符.与用梁模型得到的结果相比,大大改善了计算精度.特别是在四、五谐调,计算误差从20%以上降低到5%以内.计算振型也与实测振型相符.

十分明显,用二维有限元模型来表示实际的三维船舶结构计算其垂直弯曲振动比梁模型有了很大改进.然而,从三维船体简化到二维模型显然其应用范围有一定的限制.如果剪切模量的取值包括了横向压缩的影响,那么应用范围可以扩大,特别是对于剪切变形占主要地位的船体高频振动来说,所得的结果将更合理.我们应用柯柏尔^[10]按三维弹性理论的方法推导的铁木申柯梁精确方程中剪切系数计算公式,导出了由三维到二维剪切模量修正的缩减系数.利用这个修正对船A进行了计算,计算结果表明,对改善高谐调的计算精度具有一定作用.

三维有限元模型能更真实、合理地表示船体三维振动变形特性,因而可以得到更为精确的计算结果.然而,模型的复杂化及计算自由度的增加使原始数据的准备大为繁复,计算时间和工作量明显增加.对于船B的三维空间模型,由于单元划分的网格比较粗糙(尤其前半部分),可以预期,只有低谐调的船体振动是精确的.因为这种粗糙网格不能考虑剪切滞后和局部振动的影响.为了得到高频振动的精确结果,必须考虑较精细的单元网格.

五、结 论

a. 二维有限元模型是计算船体垂直振动较为理想的模型.与梁模型相比能更真实地反映船体在振动中,特别是在高频振动中的变形特性,因而计算结果可靠,误差较小,特别是高谐调的计算误差从梁模型的20%左右下降到5%以内,大大改善了高谐调的计算精度,动力响应计算结果与激振实测值也较为一致.

b. 二维有限元模型与精细的三维有限元模型相比,计算模型简单,原始数据准备方便,计算所花的时间和工作量大大减少,且适宜在国产中小型计算机上实施.一般说来仅用国产709机32K内存就已足够.因而该计算模型可供船舶设计部门在设计阶段较为精确地估算船舶振动特性时使用.

c. 动力计算中采用迁移式子空间迭代法计算特征值,能利用较少的内存计算较多的特征值,同时还能有效的节省计算时间.另外由于计算中已经考虑了漂浮在水中船舶结构没有

边界约束必然会引起刚度阵奇异这一特点,因而可直接用于船舶总振动计算.

d. 为了考虑用二维有限元模型表示实际的三维船舶结构带来的局限性,进行剪切模量的修正是十分必要的.我们利用柯柏尔的研究结果导出了处理这种修正的简便方法,并获得了比较可靠的结果.这在船舶设计阶段特别适用.

参 考 文 献

- [1] 严书邦,薛惠钰,庄和勋,李昌龙,船舶自由振动计算方法,舰船性能研究,(1977,1).
- [2] 陈鑫森,金咸定,船舶总振动的迁移矩阵计算程序及其应用研究,上海交大研究报告,(1978).
- [3] 马广宗,应用Riccati迁移矩阵法计算船体总振动,上海船舶设计院,(1978).
- [4] 薛惠钰,吴泽亮,应用迁移矩阵法计算舰船总体强迫振动,中国船舶研究中心舰船性能研究报告,(1979,1).
- [5] Hyllarides, Recent developments in hull and shaft vibration analysis, *I. S. P.* 17, 190(1970).
- [6] Norris, C. and D. Catley, Application of two-dimensional finite elements model to ship vertical vibration and comparison with ship mobility measurements, *Symposium on Propeller Induced Ship Vibration*, (1979,12).
- [7] Kavlte, Dag and Halvand Abspord, Prediction of vibration in the afterbody of ship, *Norwegian Maritime Research*, 15, 4 (1977).
- [8] Armand, J. and P. Orsero, Dynamic analysis of the afterbody of a ship towards a successful correlation between analysis and experiment results, *SNAME Ship Vibration Symposium*, New York, (1978).
- [9] Volocy, G. C., M. Baudin and Morel, Integrated treatment of static and vibratory behaviour of twin screw 553000 dwt tankers, RINA, London, (1978).
- [10] Clough, R. W., Analysis of structural vibrations and dynamic response, *Recent Advances in Matrix Methods of Structural Analysis and Design*, Papers Presented at the U. S.-Japan Seminar, Tokyo, Japan, (1969).
- [11] Wilson, E. L., A computer program for the dynamic analysis of underground structures, *Report 68-1*, Civil Engineering Department, University of California, January, (1968) (AD832 681, N. T. I. S.).
- [12] Clough, R. W. and C. A. Felippa, A refined quadrilateral element for analysis of plate bending, *Proceedings of the Second Conference on Matrix Methods in Structural Mechanics*, Oct.(1968), (AD 703 685, N. T. I. S.).
- [13] Armand, J. L. and P. Orsero, Analytical identification of damping in ship vibration from full-scale measurement, *RINA Symposium of Propeller Induced Ship Vibration*, (Dec. 1979).
- [14] 钟万勰,林家浴,程耿东,田玉山,振动力学特征值问题的研究及其在构架式基础动力计算中心的应用,1978年大连计算力学会议论文.
- [15] Bathe, K. J. and E. L. Wilson, *Numerical Methods in Finite Elements Analysis*, Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey, (1976).
- [16] Cowper, G. R., The shear coefficient in Timoshenko's beam theory, *Journal of Applied Mechanics*, 33, 2(1965).
- [17] 大连工学院编,《结构动力学》,(1978).

A Study on Ship Hull Vibration Using Finite Element Method

Zhong Wan-xie

(Dalian Institute of Technology, Dalian)

He Qiong

(Shanghai University of Technology, Shanghai)

Xue Hui-yu Young Po

(The Chinese Ship Scientific Research Center)

Abstract

When the beam theory was used to calculate ship hull vibration, greater discrepancies were found between theoretical calculations and actual measurements especially at higher-modes. Thus the beam model can not be considered as a practical one for higher-mode calculations. This paper presents the application of two-dimensional and three-dimensional finite element models for the calculation of ship vertical vibration. Using the multi-element structural dynamic analysis program DDJ(DL) developed by ourselves, the hull vibration analysis of two ships, vessel *A* and vessel *B*, was carried out on the Model-709 Computer made in the People's Republic of China.

The results of the calculation, when compared with actual measurements, show that the two-dimensional model is much more efficient than the traditional beam model. The agreement between the calculations and measurements has been improved greatly, and this discrepancy at the 4th- and 5th-modes has decreased to within 5% as compared to that of more than 20% in the traditional model. Furthermore, the model is relatively simple, the cost and time required for the computation is comparatively lower and shorter, and the calculation can be carried out on a medium-sized computer, therefore, this model is especially appropriate for analyzing the dynamic characteristics of ships at early design stages.