

M型膜片应力有限元分析 兼传扭力学模型的研究

盛惠渝 尤国英 叶兆谷

(哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所)

[提要] 本文应用9节点平面等参元(1),对M型膜片的平面应力问题,从计算的范围,边界条件与固定点的选取以及有限元网格的粗细等方面进行了比较;对螺栓孔孔边应力集中进行了计算。同时应用三角形板单元,对M型膜片的伞状变形与弯曲变形进行了计算,得到图象逼真的变形图。

主题词 叠片联轴器 膜片 传扭模型 孔边应力变形

一、前 言

金属膜片挠性联轴器具有传扭可靠,传扭范围宽广;可吸收较大的各种轴线不对中;无噪音、长寿命等许多优点。在国外航空、航海、电力、化工、建材、冶金、矿山等行业获得广泛应用。国内近几年来,展开了理论分析与试验研究,并逐渐得到推广使用。

在某工程的联轴器(图1)设计中,我们对M型膜片(图2)的各种应力与变形,用有限元法进行了计算研究。

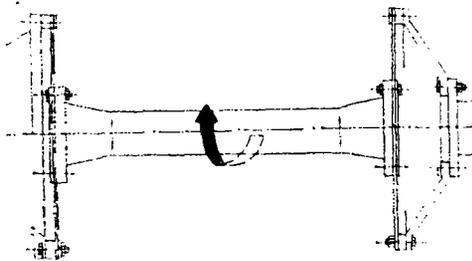


图1 M型膜片联轴器

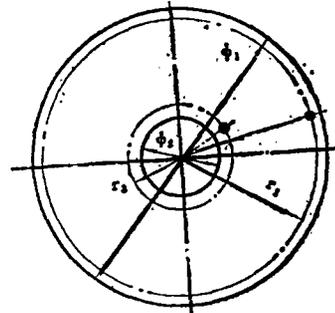


图2 M型膜片

二、传扭平面应力问题

1. 膜片主要参数

传扭	$M_T = 5.3955 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}$	螺栓孔位置	$r_1 = 76.0 \text{ cm}$
每组膜片数	$Z = 14$ 片		$r_2 = 26.9 \text{ cm}$
弹性模量	$E = 20.6 \times 10^8 \text{ N/cm}^2$	螺栓孔孔径 r_2 处	$d = 4.40 \text{ cm}$
膜片外径	$\phi_1 = 160.6 \text{ cm}$	螺栓孔数 r_1 处	$n = 36 \sim 60$
膜片内径	$\phi_2 = 40.0 \text{ cm}$	r_2 处	$n = 12 \sim 16$

2. 简化条件与力学模型

(1) 不计各膜片之间微小相对运动产生的表面剪切，并认为传递的扭矩均摊于各膜片。

(2) 首先把膜片看成无螺栓孔的圆形薄片，由于膜片厚度 $\delta \ll R$ ，且只计膜片平面内载荷，故作平面应力分析处理。然后以此为条件，对 r_2 处精密螺孔及其周围区域的应力集中问题，用细网格计算。

(3) 当只计算膜片时（图3），边界条件为：

当 $Z = 0$ ，有 $u = 0$ ；当 $y = 0$ 时，有 $v = 0$

(4) 按计算模型的尺寸范围、膜片结构、固定点的选择以及网格粗细，计算模型分五类共 18 种，见表1。

3. 计算结果与分析

应用 SAP 84 程序获得计算结果后，再应用 PLOTGSS(2) 绘图程序联机绘制网格图与变形图。

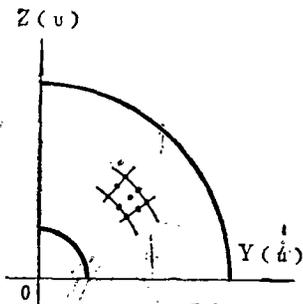


图3 传扭的1/4计算模型

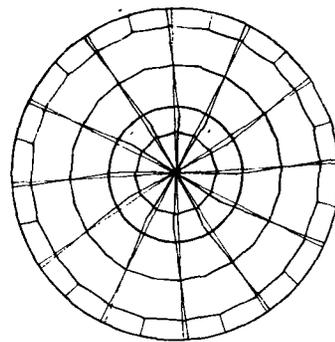


图4 整片、中心固定时网格与变形(M1-1)

部分计算结果摘录在表1，其中方案 M4-3的结果较详细摘录在表2。

给出部分网格与变形图，见图4~6。

从上述图与表可以看出：

(1) 方案 M1 与 M2 应力相符，说明取 1/4 片为计算模型是恰当的，垂直及水平边界的径向位移为零，方能得到与整片计算相吻合的结果。

(2) 膜片在静力平衡下，当有限元网格适当加密后（M3-1~M3-4，M4），固定点的选择对计算结果基本上没有明显影响。

表 1

各种传扭模型计算结果

序号	编号	计算范围与膜片结构	节点数	单元数	固定点(铰支)选取	角位移(°)		最大应力		N/mm ²	所半在径	节点号	
						θ_1	θ_2	σ_1	σ_2				σ_d
1	M1-1	整片 实心 (图4~6)	313	72	膜片中心	0.0151	0.0102	40	-38	68	33.8	58	
2	M1-2				r ₁ 处12个点	0.0165	0.009	39	-38	67	33.8	58	
3	M1-3				r ₂ 处12个点	0.0006	0.0228	315	-73	357	76.0	223	
4	M1-4				节圆上12个点	0.0163	0.009	40	-38	67	33.8	58	
5	M2-1	1/4片	89	15	仅有边界条件	0.015	0.0098	38	-39	67	33.8	20	
6	M2-2	空心			r ₁ 处4个点	0.0166	0.009	38	-39	67	33.8	20	
7	M2-3	(图7)			r ₂ 处4个点	0.0005	0.0205	287	-66	325	76.0	69	
8	M3-1	1/4片 实心 (图8)	245	54	膜片中心	0.0165	0.026	96	-21	108	26.9	31	
9	M3-2				r ₁ 处7个点	0.0162	0.0089	96	-21	108	26.9	31	
10	M3-3				空心	r ₂ 处3个点	0.0005	0.0308	96	-21	108	26.9	31
11	M3-4				实心	节圆线上7个点	0.0148	0.0113	96	-21	108	26.9	31
12	M3-5				r ₂ 处3个点 边界全自由			146	-96	217	26.9	31	
13	M4-1	1/4片 空心 (图9)	354	72	r ₁ 处48个点	0.0202	0.011	59	-41	88	29.2	20	
14	M4-2				r ₁ 处5个点	0.0207	0.0114	59	-41	88	29.2	20	
15	M4-3				r ₂ 处4个点	0.0035	0.030	57	-42	86	32.1	111	
16	M4-4				节圆线上1个点	0.0189	0.0156	59	-41	88	29.2	20	
17	M4-5*				节圆线上1个点			66	-65	113	29.2	65	
18	M5-1	螺孔周围 (图10)	294	74	利用M4-5的计算结果指定边界位移			109	-212	283	≈26.9	36 同	

* M4-5方案在r₂处有16个螺栓孔(整个膜片上),其余方案均为12个,

J 氏

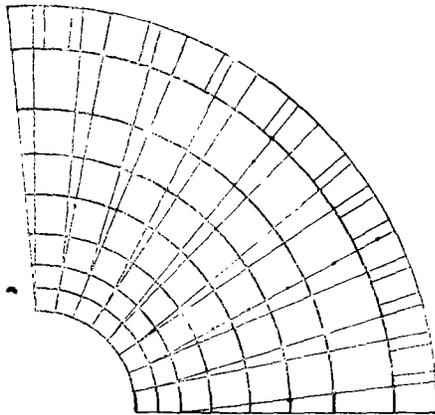


图 5 1/4片、 r_2 处固定时细
网格与变形 (M4—3)

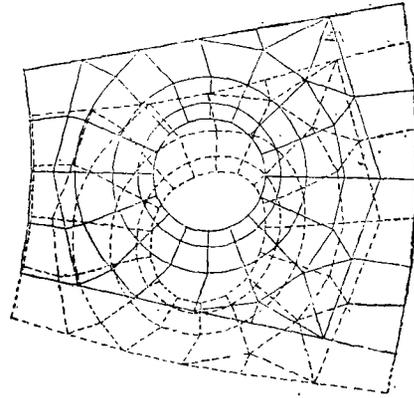


图 6 r_2 处螺栓孔区网格与
变形 (M5—1)

表 2 膜片传扭 (M4—3 方案)

序	名 称	代 号	单 位	计 算 结 果
1	应力最大值所在半径	R	cm	32.1
2	最大切应力	τ_{yz}	N/mm ²	40
3	水平方向最大正应力	σ_y	N/mm ²	-32
4	垂直方向最大正应力	σ_z	N/mm ²	48
5	最大主应力	σ_1	N/mm ²	57
6	最小主应力	σ_2	N/mm ²	-42
7	σ_1 与 y 轴夹角	α	(°)	71.99
8	最大当量应力	σ_e	N/mm ²	86
9	内外螺孔中心相对周向变形	Δu_θ	cm	0.0258
10	膜片扭角	θ	(°)	0.03
11	膜片组传扭刚度	K	N·m/(°)	1.789×10^7

(3) 方案 M1—3 与 M2—3 中, 有个别单元出现不正常的应力高峰, 是由于有限元网格过稀所致。

(4) 膜片中开有 $\phi_2/\phi_1 = 0.25$ 的中心孔, 与实心膜片相比, 传扭强度并不削弱。

(5) 本计算中, 精密螺栓孔的直径与其所在半径之比 $d/r_1 = 0.164$, 孔边应力集中系数 $K = 4$ 。

(6) 固定点选取不同, 各变形图看上去似乎不相同 (见图4~5), 但实质上基本相同, 即各节点位置相对变化基本一样。

(7) M型膜片的传扭变形存在一个节线圆, 本例中节线圆半径与膜片外圆半径之比为 0.775 左右。

(8) 本例中, 膜片直径 160.6 cm, 尺寸较大, 若想将膜片分成互不连接的 1/4 片来制造, 应力将增加一倍左右 (见 M3—5 方案)。

三、轴向与纯角不对中——薄板弯曲问题

1. 简化条件与力学模型

(1) 轴向不对中产生的伞状变形与纯角不对中引起的弯曲变形, 均为 x 、 y 平面内薄板弯曲问题 (图 7), 每个节点有三个自由度 W_x, θ_x, θ_y , 均取 1/4 片为计算模型, 应用 SAP84 中三角形板单元, 以 124 个节点, 划分为 200 个单元 (参见图 10)。

(2) 伞状变形, 对于 x 、 y 轴均为正对称;
当 $y=0$ 时, 有 $\partial W_x / \partial y = 0, W_x \neq 0, -\partial W_x / \partial x \neq 0$
当 $x=0$ 时, 有 $-\partial W_x / \partial x = 0, W_x \neq 0, \partial W_x / \partial y \neq 0$

(3) 弯曲变形, 对于 x 轴为反对称, 对于 y 轴为正对称;

当 $y=0$ 时, 有 $W_x = 0, -\partial W_x / \partial x = 0, \partial W_x / \partial y \neq 0$
当 $x=0$ 时, 有 $-\partial W_x / \partial x = 0, W_x \neq 0, \partial W_x / \partial y \neq 0$

(4) 应用 SAP84 指定节点位移功能, 指定图 8 中 B 区域 (压板范围内) 板的挠度 W_x 等于轴向不对中量 δ , A 区域 (压板范围内) 为固定点; 指定图 9 中 B 区域内, W_x 按 θ 角线性分布, A 区域同前。

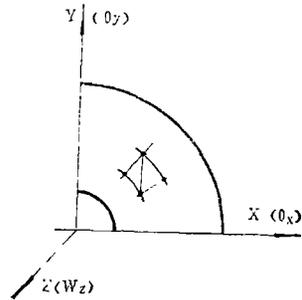


图 7 板弯曲模型 (1/4 膜片)

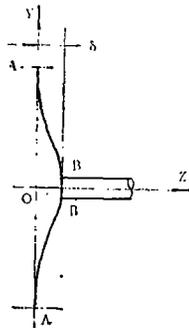


图 8 伞状变形力学模型

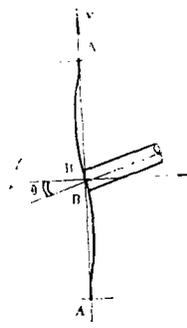


图 9 弯曲变形力学模型

其中轴向不对中 δ , 纯角度不对中 θ 的大小按设计要求选定。

2. 结果与分析

部分计算结果见表 3、4。

图 10 与图 11 比较形象逼真地反映了伞状变形与弯曲变形, 同所设想的力学模型 (图 8~9) 十分吻合。

计算表明, 膜片组具有很小的轴向刚度, 只产生了很小的轴向反力。膜片组角向刚度较传扭刚度小 4 个量级。说明 M 型膜片具有很好的传扭与吸收轴向不对中性能; 具有较好的吸收角不对中性能。适用于低速大扭矩场合。

表 3 伞状变形 ($\delta = 5\text{mm}$ 时)

序	名 称	代 号	单 位	计 算 结 果
1	绕水平轴最大弯曲应力	σ_x	N/mm ²	27
2	绕垂直轴最大弯曲应力	σ_y	N/mm ²	27
3	最大剪应力	τ_{xy}	N/mm ²	13
4	最大主应力	σ_1	N/mm ²	40
5	最小主应力	σ_2	N/mm ²	14
6	最大当量应力	σ_d	N/mm ²	36
7	绕水平轴最大角变形	θ_x	(°)	0.7218
8	绕垂直轴最大角变形	θ_y	(°)	0.7324
9	应力最大值所在半径	R_t	cm	32.1
10	角变形最大值所在半径	R_θ	cm	51.0
11	膜片组轴向刚度	K	N/cm	5131
12	膜片组轴向反力	P	N	1285

表 4 弯曲变形 ($\theta = 1/3$ 度时)

序	名 称	代 号	单 位	计 算 结 果
1	绕水平轴最大弯曲应力	σ_x	N/mm ²	10
2	绕垂直轴最大弯曲应力	σ_y	N/mm ²	29
3	最大剪应力	τ_{xy}	N/mm ²	0.5
4	最小主应力	σ_1	N/mm ²	29
5	最大主应力	σ_2	N/mm ²	10
6	最大当力应力	σ_d	N/mm ²	25
7	应力最大值所在半径	R_t	N/mm ²	32.1
8	膜片组角向刚度	K	N·m/(°)	2.217×10^8

四、结 语

本文是对 M 型膜片的三种主要变形状态,应用有限元方法进行计算分析的一次尝试,关于有限元网格的疏密与计算精度的关系,还研究得不充分。错误或不足之处,欢迎指正。

参 考 文 献

- (1) 袁明武等: SAP 84 结构分析有限元通用程序。北京大学, 1984。
- (2) 马家驹: PLOTGSS 绘图程序。703 所, 1986。

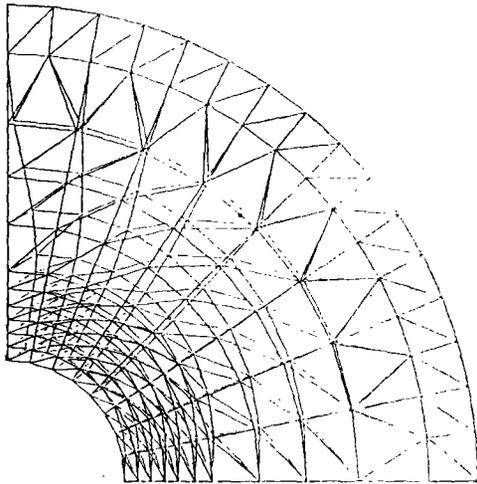


图10 膜片伞形变形

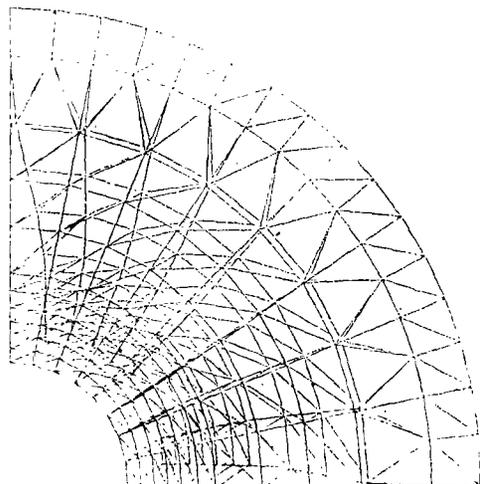


图11 膜片弯曲变形

Finite Element Analysis of M-Type Diaphragm Stress and a Study on Torque Transmission Mechanics Model

Sheng Huiyu, You Guoying, ye zhaogu

(Harbin Marine Boiler & Turbine Research Institute)

Abstract

A comparison is made of M-type diaphragm plane stresses with respect to calculation scope, boundary conditions, set-point selection and the size of finite-element nets by use of nine-nodal point plane parametrical elements. The stress concentration at the edge of a bolt hole is calculated. The umbrella-shape deformation and bending deformation of M-type diaphragms are calculated using triangle plate elements, with true deformation diagrams being obtained.

Key words, laminated coupling, diaphragm, torque transmission model, hole-edge stress, deformation