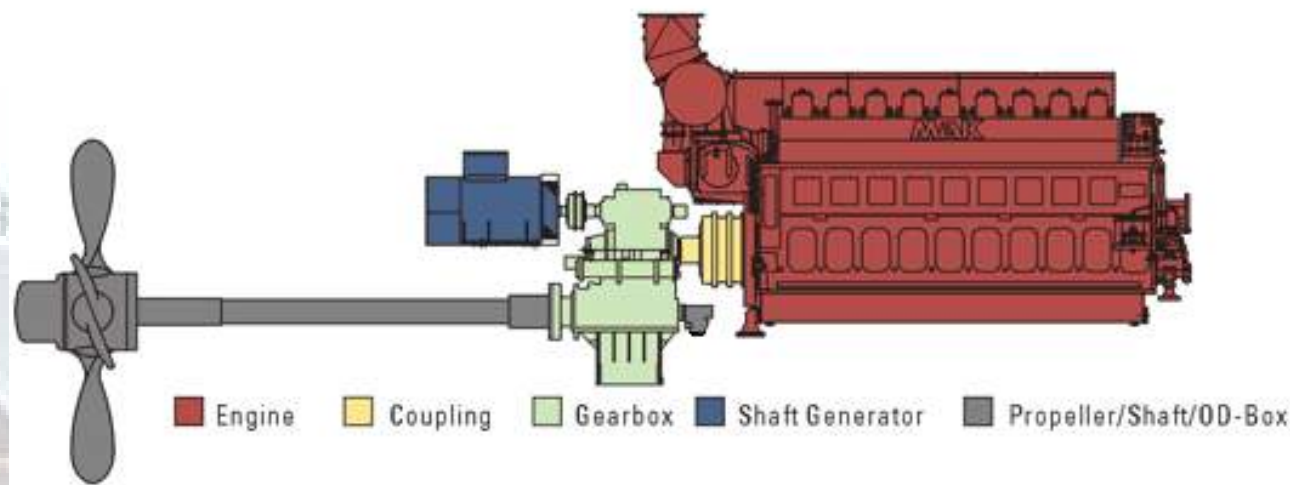




船舶动力装置原理与设计专题讲座

船舶推进轴系校中

主讲：周瑞平 胡 义



武汉理工大学

2007年05月

轴系校中的含义



能动热能工程系

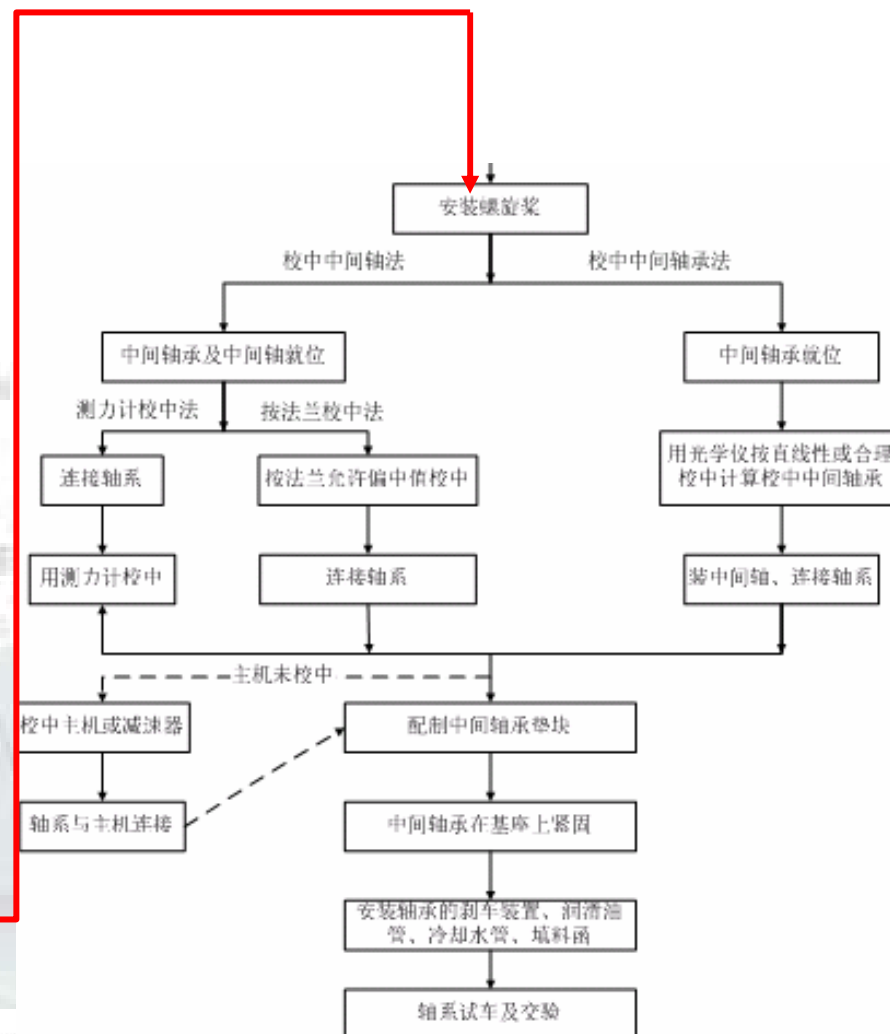
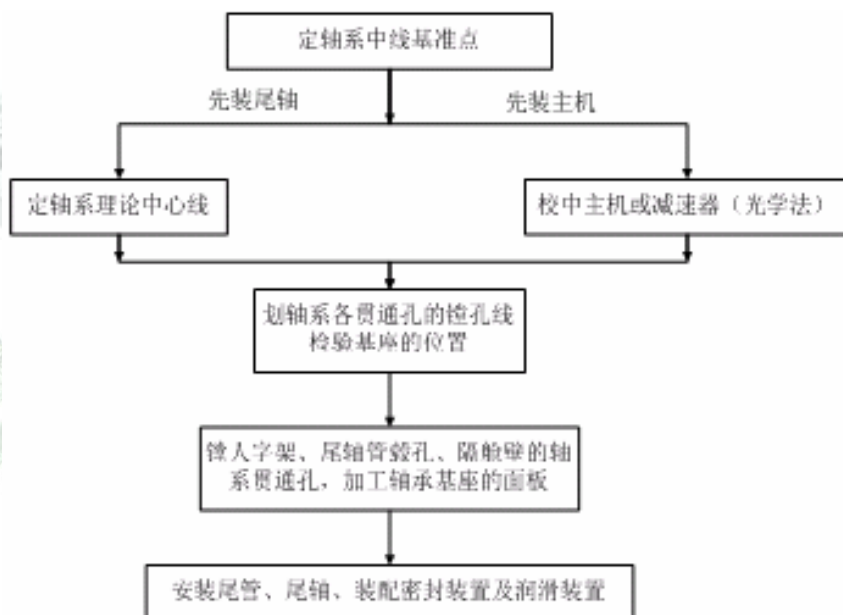
- 轴系校中就是按校中计算的要求和方法将轴系安装成某种状态（直线或曲线），使各轴段内的应力和各轴承上的负荷均处在允许范围之内，或具有最佳的数值，以保证轴系及与之相连接的机械（如主机曲轴、齿轮箱等）能持续正常地运转。



轴系的安装



能动热能工程系



2007年5月16日星期三

武汉理工大学

校中安装方法



能动热能工程系

轴系
校中

按直线性校中

按法兰上严格规定的
偏中值校中法

用光学仪校中法

用样轴校中法

按轴承上允许负荷校中

用测力计校中法

按法兰上合理偏中
值校中法

按轴承上合理负荷校中

按轴承合理位置校
中法

按法兰上计算的允
许偏中值校中法



2007年5月16日星期三

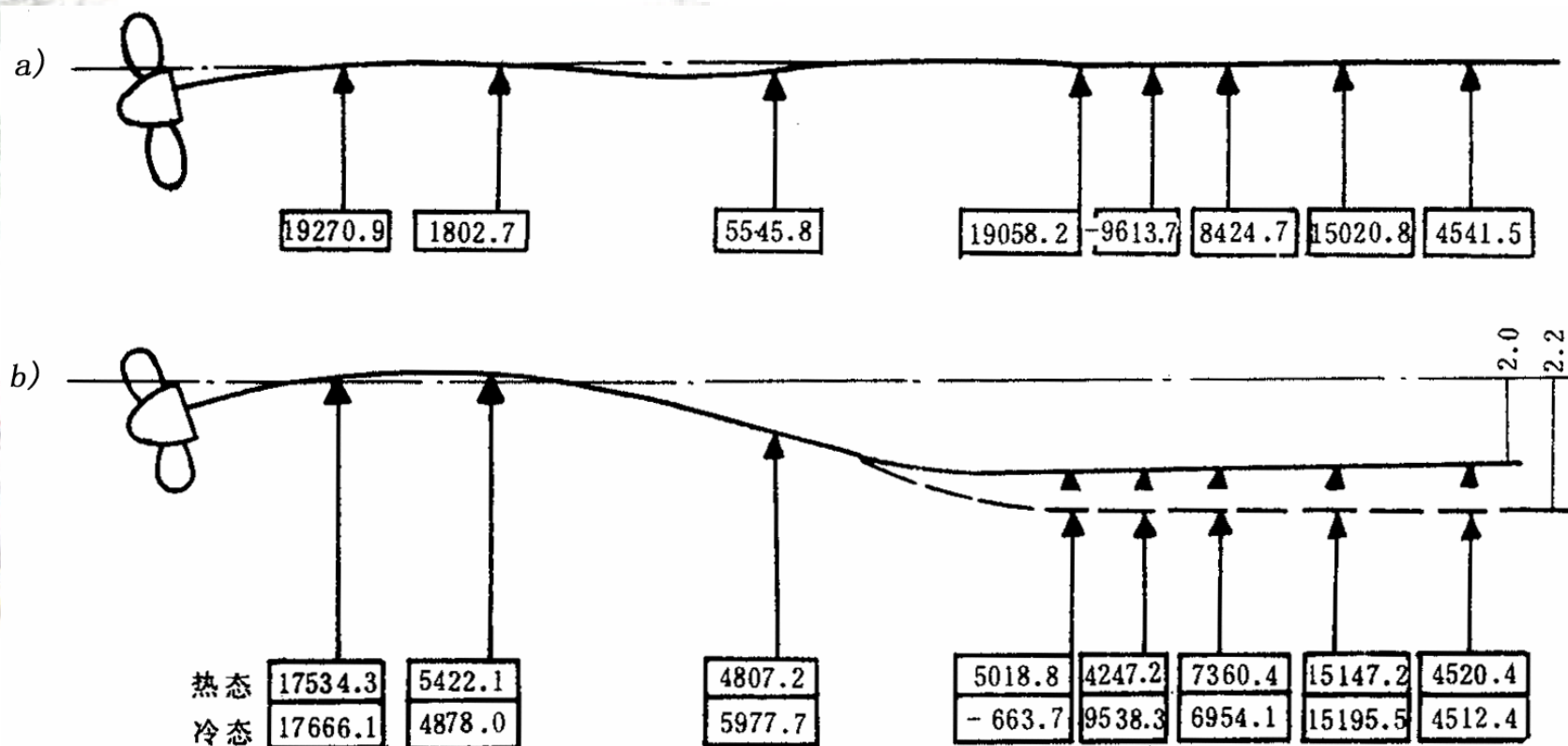
武汉理工大学

轴系校中质量对轴系及船舶运转的影响



能动热能工程系

对轴系各轴承上实际负荷的影响



2007年5月16日星期三

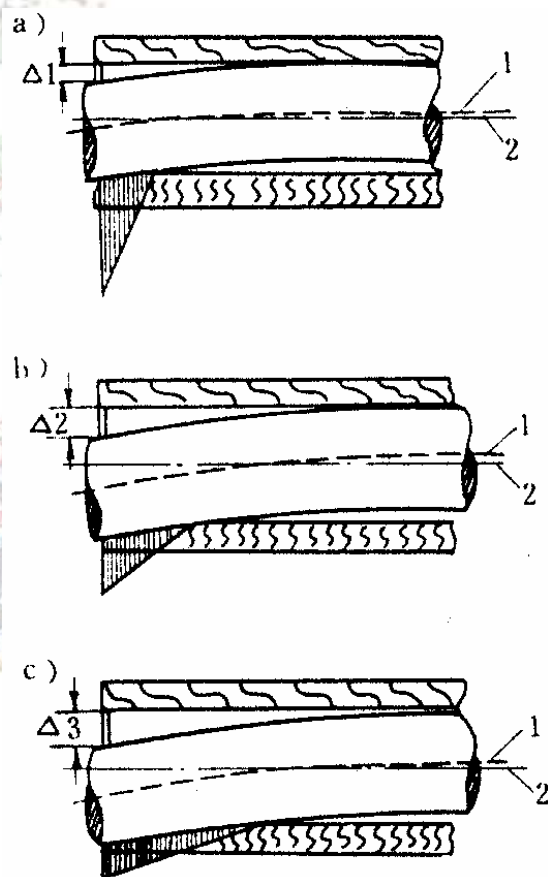
武汉理工大学

轴系校中质量对轴系及船舶运转的影响



能动热能工程系

• 对尾轴管后轴承磨损的影响



- 轴系末端的螺旋桨使尾轴在尾管轴承中成弯曲状态，轴径与轴承衬沿轴线不均匀地接触，即在尾管后轴承后边缘附近成局部接触，形成“边缘负荷”，造成该轴承局部迅速磨损。同时使尾管尾部密封迅速磨损，导致漏油。



2007年5月16日星期三

武汉理工大学

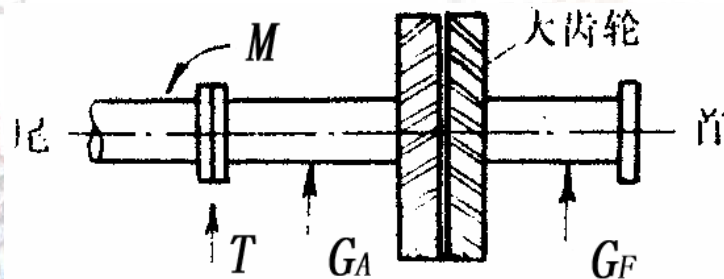
轴系校中质量对轴系及船舶运转的影响



能动热能工程系

对减速齿轮箱齿轮正常啮合的影响

- 造成大齿轮前、后两轴承上的负荷不相等，即 $G_A \neq G_B$ ；当大小齿轮啮合运动时，此负荷差则造成大齿轮轴轴心线偏斜，致使大小齿轮啮合不良，出现噪声、齿面不均匀磨损、甚至产生齿击，而影响齿轮箱的正常工作。



2007年5月16日星期三

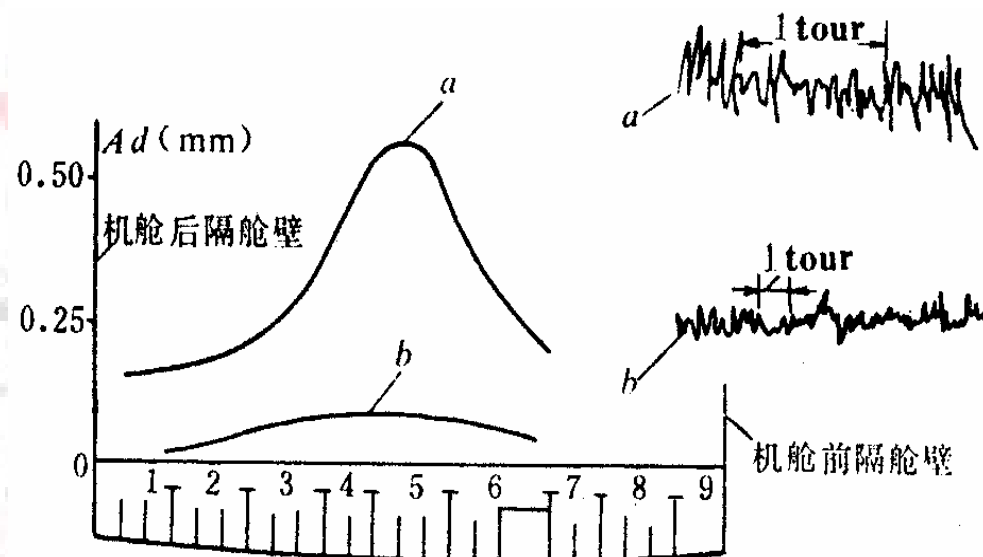
武汉理工大学

轴系校中质量对轴系及船舶运转的影响



能动热能工程系

- 螺旋桨激励是船体振动的主要激励源。
- 这种激励常分为通过水的传递作用在船体表面上的激励和通过轴系振动传递到船体的激励。后者系指由于轴系振动引起的船体振动。
- 由实船测试证明，当轴系合理校中时，螺旋桨轴振动的振幅则显著减小，船体振动的振幅和振动频率也随之降低，
- a)轴系合理校中前船体振动振幅和频率
- b)轴系合理校中前船体振动振幅和频率



对螺旋桨及船体振动的影响



2007年5月16日星期三

武汉理工大学

基本概念



能动热能工程系

- 直线校中
- 合理校中
 - 静态校中：仅计入轴系的自重、轴系上的静载荷以及主机或齿轮箱工作时轴心线的热膨胀量等静态因素，并将轴承作为刚性铰支座，轴系视为放置在多个钢铰支上的连续梁。
 - 热态
 - 冷态
 - 安装状态
 - 动态校中：除计入上述静态因素外，还要计入螺旋桨水动力、齿轮箱齿轮啮合力、轴承油膜弹性及其支座的结构刚度、船体变形、振动等动态因素，并将轴承作为弹性支承对待。动态校中计算更符合轴系实际运转状况。
 - 运转状态校中
- 轴承变位

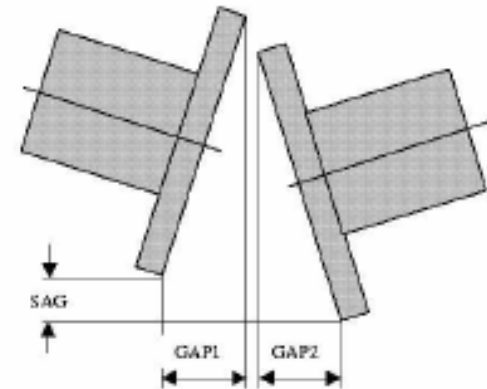


合理校中的主要特点



能动热能工程系

- 是使热态参数满足衡准并求得各轴承相应变位值，从而确定冷态、安装状态各轴承的变位值，最终完成轴系的校中；
- 是热态设计计算、与热态设计计算相适应的安装工艺参数计算以及进行校中安装的总称。
- 合理校中的法兰开口与偏移



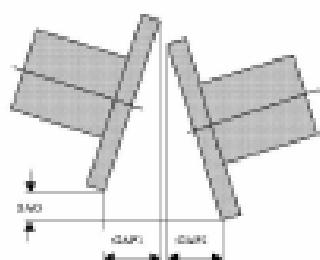
Positive SAG
Negative GAP1
Positive GAP2
Positive GAP = -GAP1 + GAP2



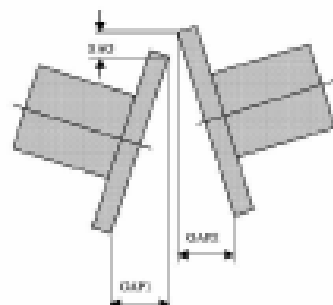
Sag and Gap



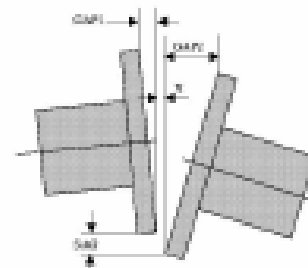
能动热能工程系



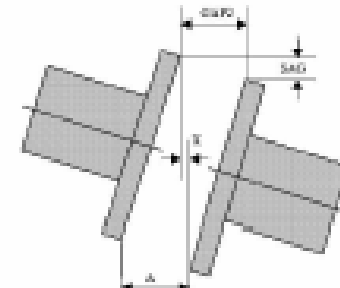
Positive SAG
Negative GAP
Positive GAP = $-GAP + SAG$



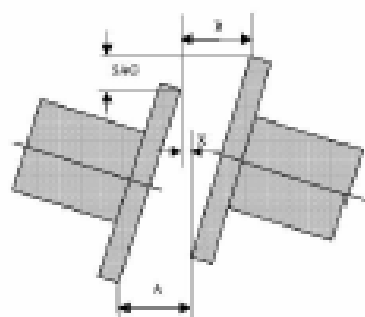
Negative SAG
Positive GAP
Positive GAP = $-GAP + SAG$



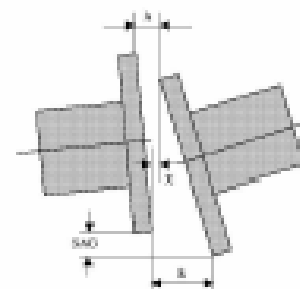
Positive SAG
Positive GAP
Negative GAP = $-GAP + SAG$



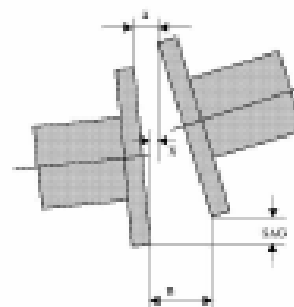
Positive SAG
Negative GAP = $-GAP + SAG$
Negative GAP = $-GAP + SAG$



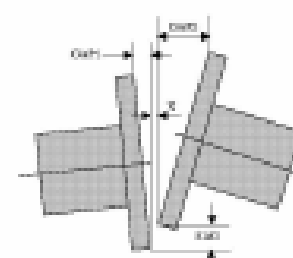
Negative SAG
Negative GAP = $-GAP + SAG$
Negative GAP = $-GAP + SAG$



Positive SAG
Positive GAP = $-GAP + SAG$
Positive GAP = $-GAP + SAG$



Negative SAG
Positive GAP = $-GAP + SAG$
Negative GAP = $-GAP + SAG$



Negative SAG
Positive GAP = $-GAP + SAG$
Negative GAP = $-GAP + SAG$



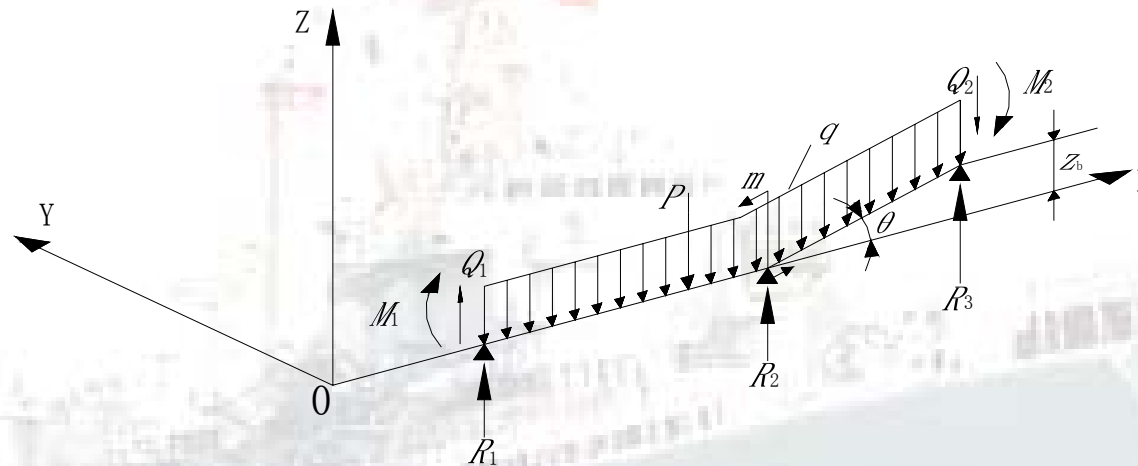
2007年5月16日星期三

武汉理工大学

校中计算模型 - 坐标系建立



- 取螺旋桨末端为轴系坐标系原点，轴系理论中心线为X轴，正向指向船艏；



实际轴系简化



能动热能工程系

• 轴系自重处理

- 校中计算时，将艉轴、中间轴、推力轴和减速齿轮箱大齿轮轴的自重均作为均布载荷处理。
- 对艉轴浸水或浸油中的部分，应考虑水及油浮力的影响；对浸油的轴段，可近似取其在空气中重量的90%，对浸水的轴段可取87%。
- 锥状轴段，可取其平均直径，按均布载荷计算轴段重量。
- 桨轴螺母、轴套均可作为相应轴段的均布载荷计入。



实际轴系简化



能动热能工程系

• 载荷处理

- 作用在轴系上的载荷，如螺旋桨、连接法兰、推力盘、飞轮、减速齿轮箱大齿轮等，其与相应轴段等轴径部分，按该轴段均布载荷计入，其他部分按集中载荷计算，其作用点为各对法兰的连接面或飞轮、推力环、齿轮中横剖面与轴线交点。
- 螺旋桨重量作为集中载荷处理，当螺旋桨浸水时，应考虑浮力的影响。
 - 全浸水
 - 部分浸水
- 螺旋桨重量的作用点，应取螺旋桨重心向螺旋桨轴线的垂直交点。在未确定螺旋桨重心的情况下，允许取自桨叶中线 $0.7R$ 处向轴线的垂交点，或近似取桨毂中点。



实际轴系简化



能动热能工程系

• 柴油机曲轴及往复运动部件处理

- 将柴油机曲轴作为与主轴颈等直径的光轴，按均布载荷处理
- 柴油机各缸的往复及旋转运动部件的重量，包括活塞、十字头、连杆以及扣除与主轴颈等同部分的曲臂重量后，均作为集中载荷叠加在相应于曲柄销中点的梁跨上。



2007年5月16日星期三

武汉理工大学

15

实际轴系简化



• 轴承支点处理

- 校中计算时，考虑螺旋桨悬臂作用，靠近螺旋桨的轴承（轴承长度为 L_b ），其支承点位置距该轴承后端面的距离 L 为：
 - 白合金轴承： $L=(1/7\sim1/3)L_b$ mm
 - 铁梨木轴承： $L=(1/4\sim1/3)L_b$ mm
 - 橡胶轴承： $L=(1/3\sim1/2)L_b$ mm
- 复合材料轴承支承点位置，油润滑时参考白合金轴承；水润滑时参考铁梨木轴承
- 通常情况下，靠近螺旋桨的轴承支承点位置距该轴承后端面的距离，冷态计算较热态计算取值小；对白合金轴承，当比值为2.5时可取1/5。
- 其他轴承支承点位置，均取轴承长度的中点。

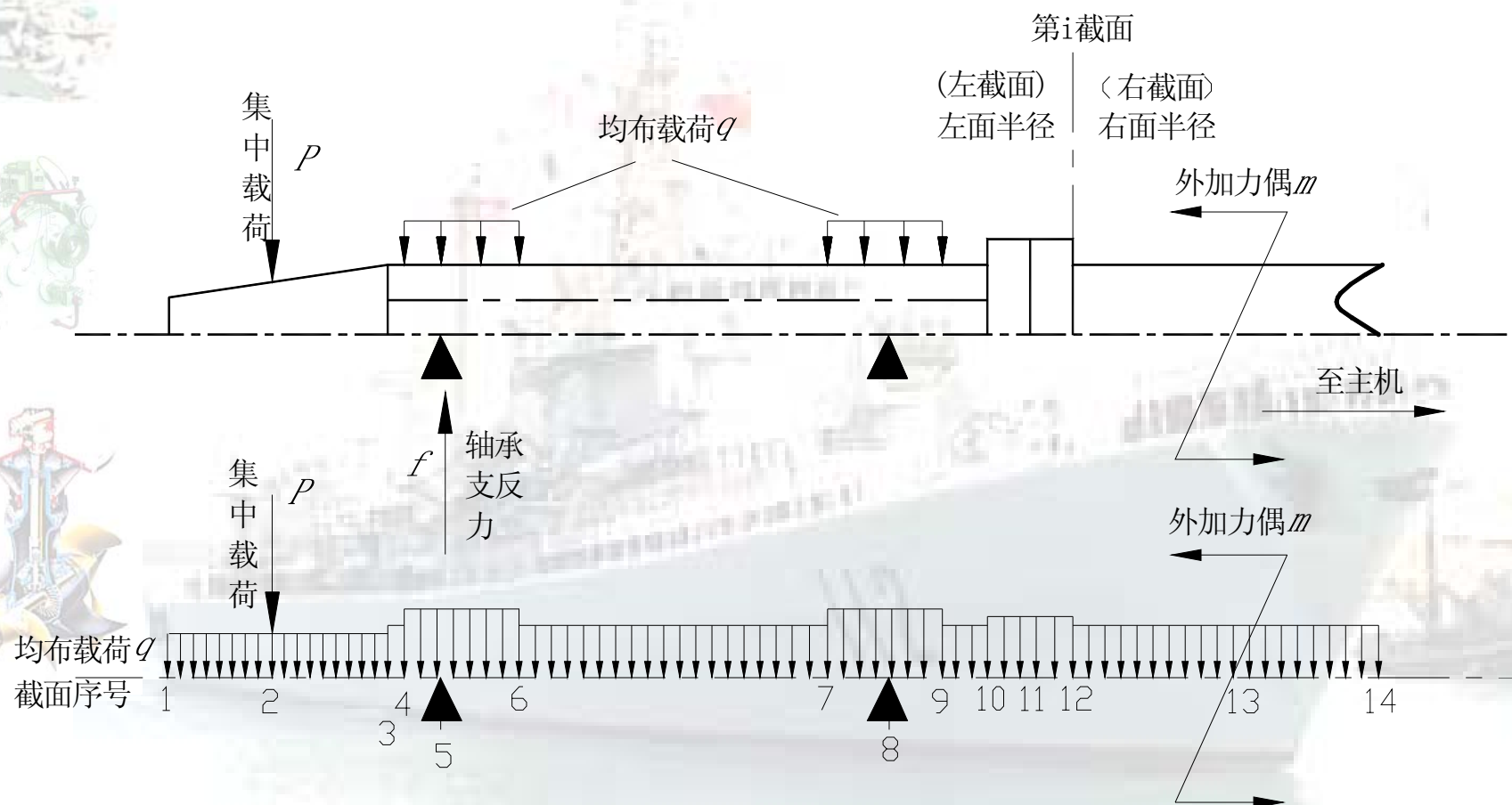


实际轴系简化



能动热能工程系

- 计算截面的划分



2007年5月16日星期三

武汉理工大学

实际轴系简化

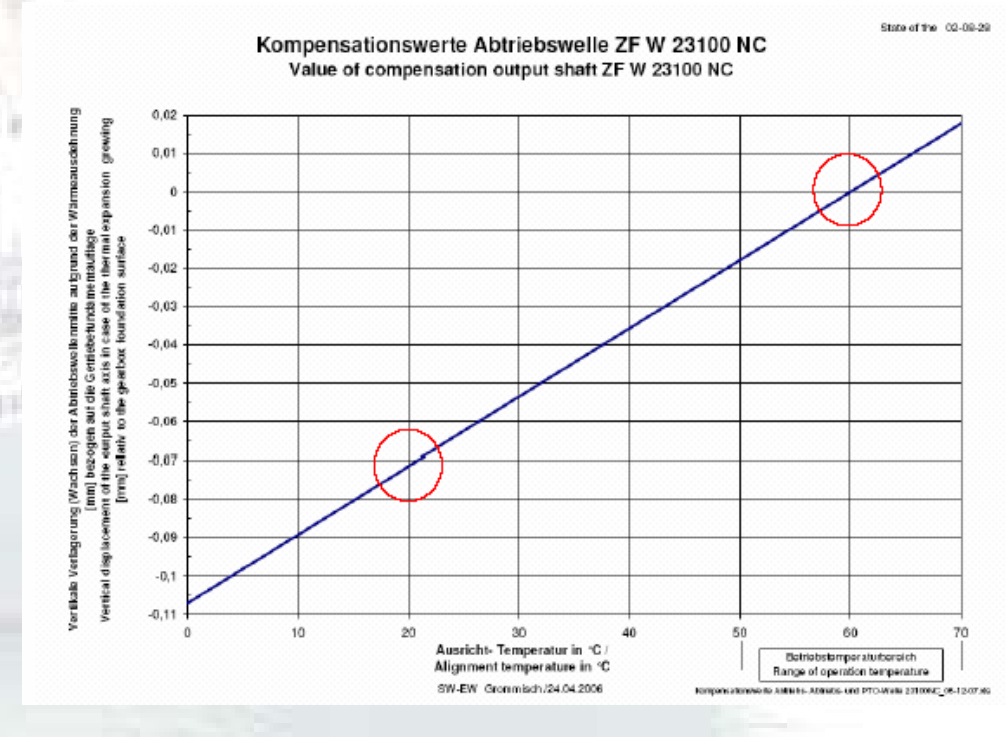
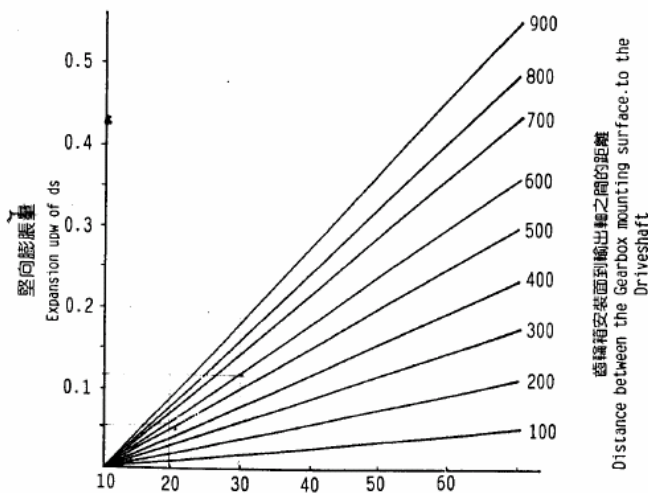


• 热态轴承变位值

- 校中计算应考虑轴系运转后轴承受热膨胀的升高量。
- 一般只考虑柴油机轴承和齿轮箱轴承的升高量

$$\Delta h = \alpha H \Delta t$$

• 支承刚度



2007年5月16日星期三

武汉理工大学

[illegible]

校中计算



- 船级社要求:

- 12.5.1.2 下列主推进轴系的轴系校中计算书连同其安装工艺应提交批准:

- (1) 规范要求的螺旋桨轴直径大于300mm 的推进轴系;
 - (2) 大齿轮由2 个或2 个以上小齿轮传动的, 具有减速齿轮的推进轴系。

- 12.5.1.3 对于12.5.1.2 以外的主推进轴系, 如船厂自愿采用合理校中的方法进行校中, 则轴系校中计算书连同其安装工艺应提交批准。

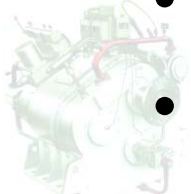


校中计算方法



能动热能工程系

- 力矩分配算法
- 三弯矩方程法
- 传递矩阵法
- 有限元法



2007年5月16日星期三

武汉理工大学



轴系合理校中计算

一力矩分配法

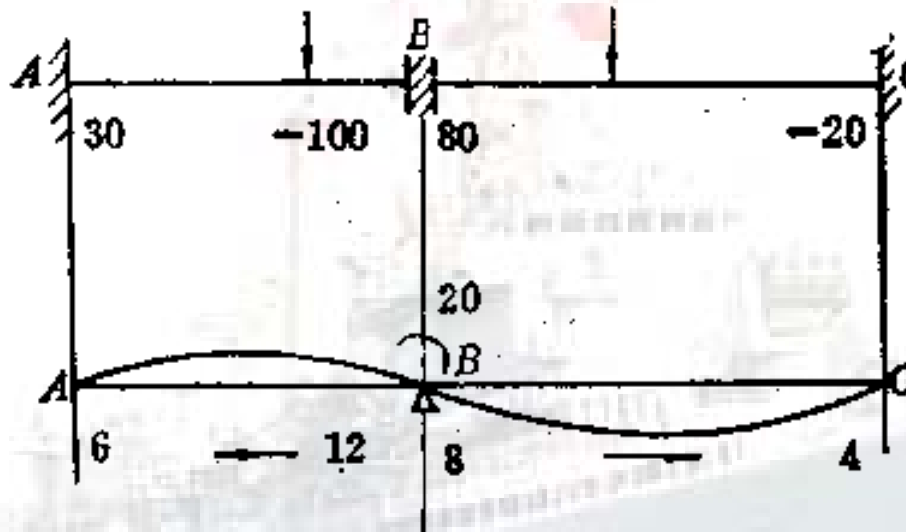


力矩分配法-1 基本概念



能动热能工程系

- 在力矩分配法中首先将连续梁中每一跨距都作为固定梁来看待，然后根据节点情况，加以平衡分配。



2007年5月16日星期三

武汉理工大学

23

力矩分配法- 2 建立计算模型



能动热能工程系

- ① 轴承支点
- ② 螺旋桨的重量
- ③ 轴重量与截面的处理
- ④ 负荷的限制条件
- ⑤ 固端弯矩的计算公式
- ⑥ 传递系数
- ⑦ 单位刚度和分配系数
- ⑧ 力矩正负方向的规定



2007年5月16日星期三

武汉理工大学

力矩分配法-3计算的步骤



能动热能工程系

- 求分配系数
- 求固定弯矩
- 将各结点的不平衡力矩变号，求得平衡所需的外力矩
- 把各点的外力矩按分配系数进行分配
- 力矩传递
- 结果的整理



2007年5月16日星期三

武汉理工大学

25

力矩分配法-固端弯矩的计算公式



能动热能工程系

简图	固端弯矩
	$M_{AB} = \frac{1}{8} Pl$ $M_{BA} = -\frac{1}{8} Pl$
	$M_{AB} = \frac{Pab^2}{l^2}$ $M_{BA} = \frac{Pa^2b}{l^2}$
	$M_B = -Pb - \frac{1}{2} ql^2$
	$M_{AB} = \frac{1}{12} ql^2$ $M_{BA} = -\frac{1}{12} ql^2$
	$M_{AB} = \frac{q_1}{12} \left(\frac{a}{l}\right)^2 (3a^2 - 8al + 6l^2) + \frac{q_2}{12} \cdot \frac{b^3}{l^2} (4l - 3b)$ $M_{BA} = -\frac{q_1}{12} \cdot \frac{a^3}{l^2} (4l - 3a) - \frac{q_2}{12} \cdot \frac{1}{l^2} [l^3 - a^3 (4l - 3a)]$
	$M_{AB} = \frac{q_1}{12} \left(\frac{a}{l}\right)^2 (3a^2 - 8al + 6l^2) + \frac{q_2}{12} \cdot \frac{b^3}{l^2} (4l - 3b) + P \times (l - c) \times \left(\frac{c}{l}\right)^2$ $M_{BA} = -\frac{q_1}{12} \cdot \frac{a^3}{l^2} (4l - 3a) - \frac{q_2}{12} \cdot \frac{1}{l^2} [l^3 - a^3 (4l - 3a)] - P \times c \times \left(\frac{l - c}{l}\right)^2$



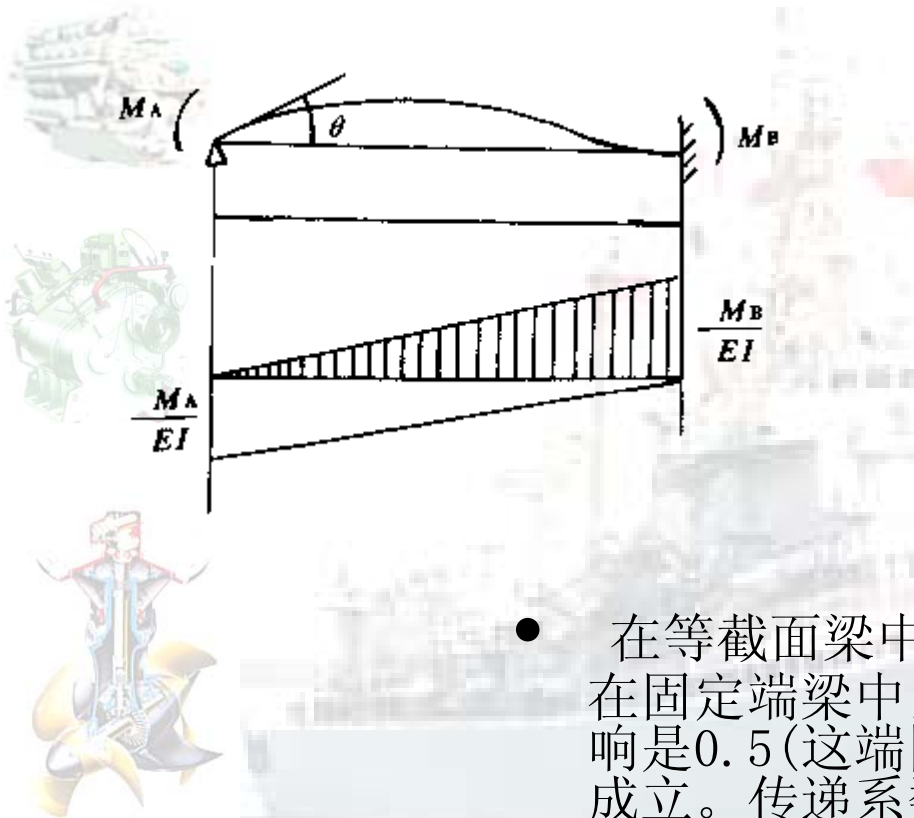
2007年5月16日星期三

武汉理工大学

26

力矩分配法-传递系数

- 力矩面积法第二定律



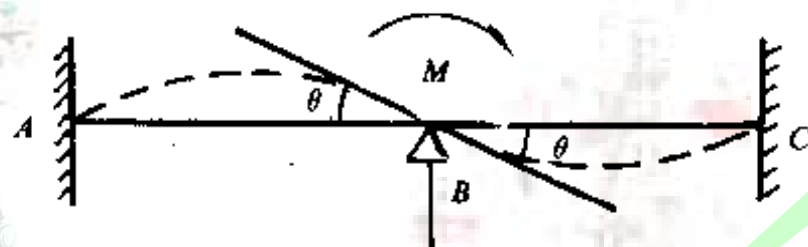
$$\left(\frac{l}{2} \frac{M_B}{EI} \right) \left(\frac{2}{3} l \right) - \left(\frac{l}{2} \frac{M_A}{EI} \right) \left(\frac{1}{3} l \right) = 0$$

- 在等截面梁中，这个传递系数总等于0.5。即在固定端梁中，一端的弯矩变化对另一端的影响是0.5(这端固定 $c=0.5$)。在变截面梁中不成立。传递系数随远端的结构型式不同而异，如远端铰支： $c=0$ 。



力矩分配法-单位刚度和分配系数

- 力矩面积法第一定律



$$\theta = \frac{1}{4} \left(\frac{M_A l}{EI} \right)$$

$$K = \frac{4EI}{l}$$

$$M_A = K\theta \quad \text{远端固定} \quad K = 4 \frac{EI}{l}$$

$$\text{远端简支} \quad K = 3 \frac{EI}{l}$$

$$\text{远端自由} \quad K = 0$$

$$M_{BA} = \frac{K_{BA}}{\Sigma K} \cdot M$$

$$M_{BC} = \frac{K_{BC}}{\Sigma K} \cdot M$$

$$\theta = \frac{1}{2} \left(\frac{M_A}{EI} \right) (l) - \frac{1}{2} \left(\frac{M_B}{EI} \right) (l)$$

K_{BA}, K_{BC} ——分别为左、右两支梁的单位刚度；

M_{BA}, M_{BC} ——分别为左、右两支梁分配到的力矩；

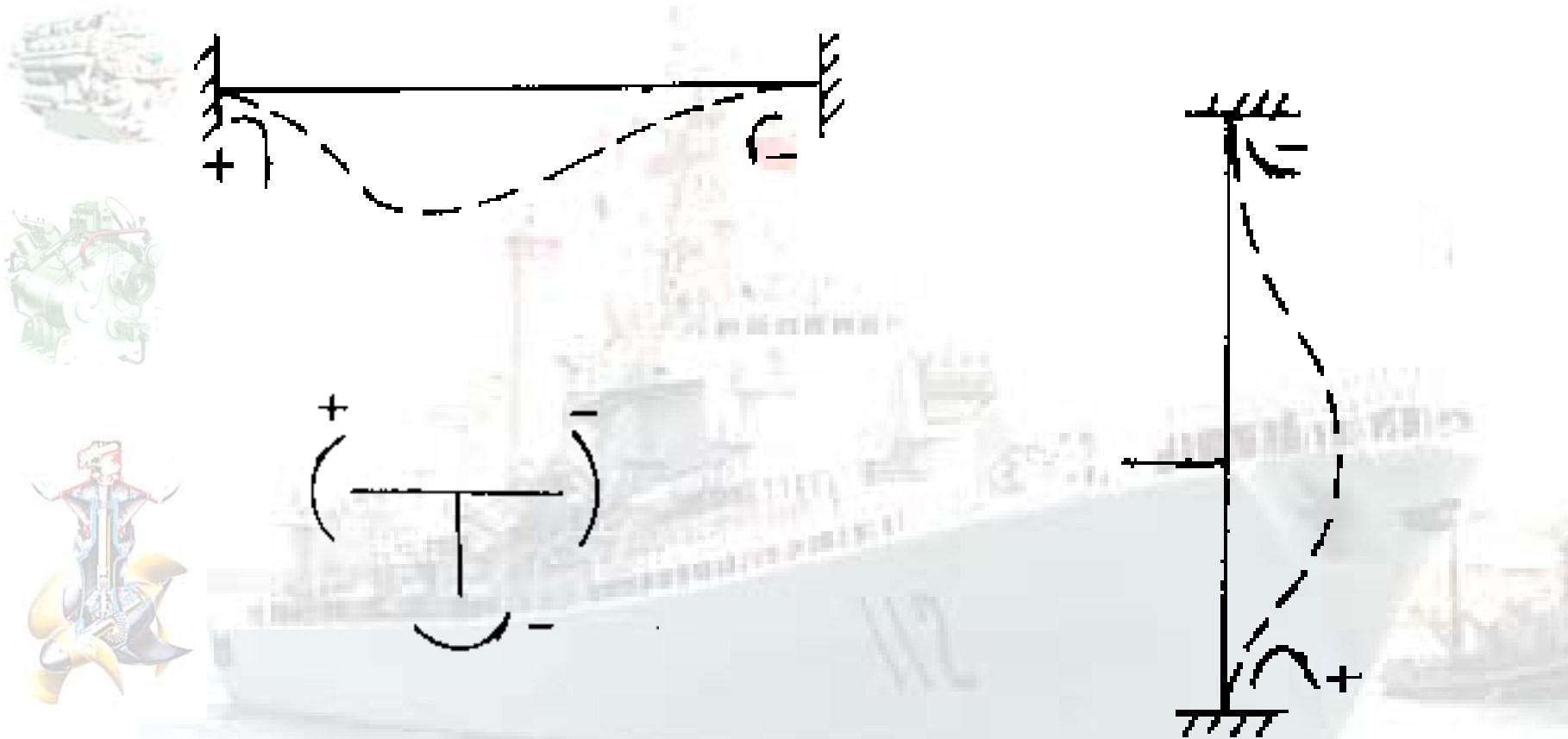
$\frac{K_{BA}}{\Sigma K}, \frac{K_{BC}}{\Sigma K}$ ——称为分配系数，并分别以 μ_{BA}, μ_{BC} 来表示



2007年5月16日星期三

武汉理工大学

力矩分配法-力矩正负方向的规定



- 对结点或支座而言，顺时针方向为正；对杆端而言，逆时针方向为正。



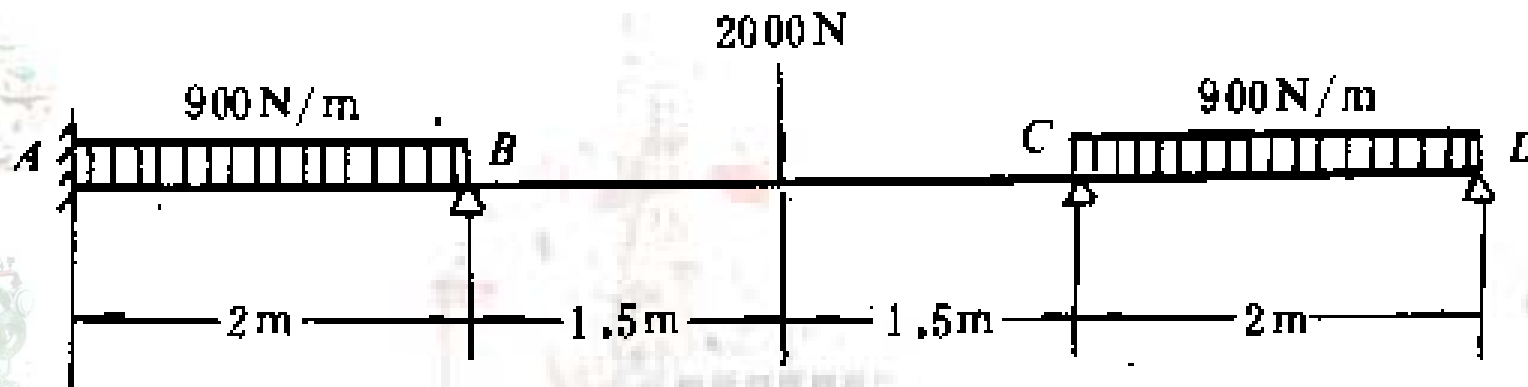
2007年5月16日星期三

武汉理工大学

力矩分配法-计算实例



能动热能工程系



2007年5月16日星期三







武汉理工大学

30

力矩分配法-力矩分配过程



能动热能工程系

	A		B		C		D		
分配系数	0		0.6	0.4	0.4	0.6		1	
固定弯矩	300		-300	750	-750	300		-300	
第一次分配	0		-270	-180		180	270		300
传 递	-135		0	90		-90	150		135
第二次分配	0		-54	-36		-24	-36		-135
传 递	-27		0	-12		-18	-67		-18
第三次分配	0		7	5		34	51		18
传 递	4		0	17		2	9		26
第四次分配	0		-10	-7		-4	-7		-26
传 递	-5		0	-2		-3	-13		-3
第五次分配	0		1	1		6	10		3
传 递	1		0	3		0	2		5
第六次分配	0		-2	-1		-1	-1		-5
传 递	-1		0	0		-1	-2		-1
第七次分配					1	2		1	
传 递									
弯矩总和	137		-628	628	-668	668		0	



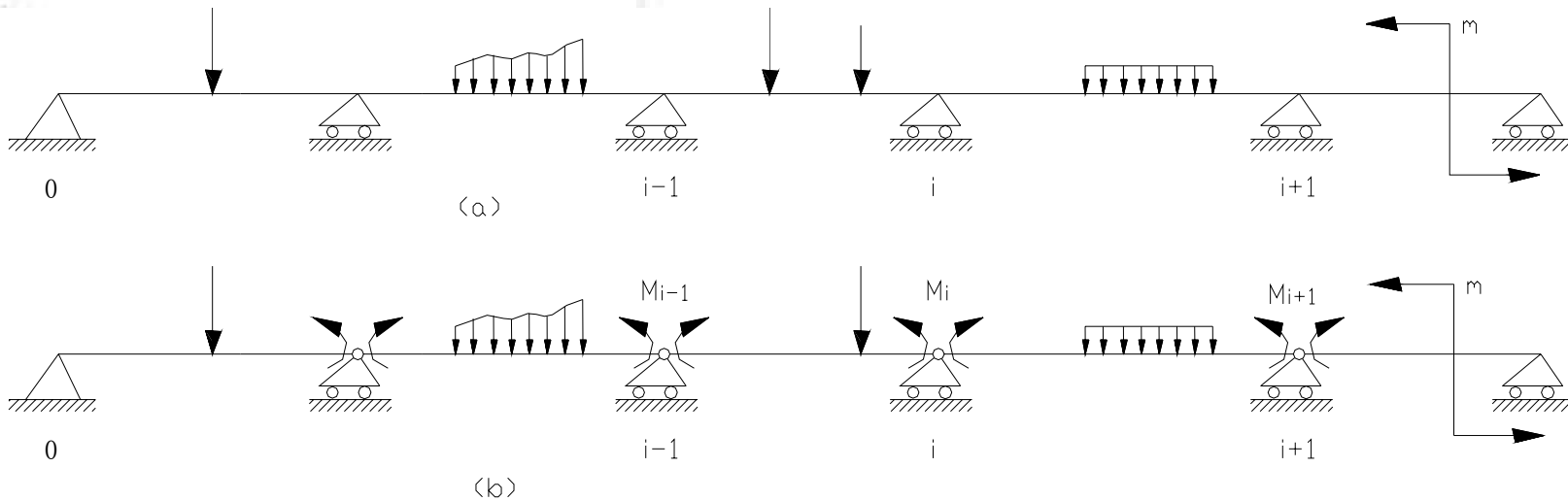
2007年5月16日星期三

武汉理工大学

三弯矩方程法-连续梁及三弯矩理论



能动热能工程系



2007年5月16日星期三

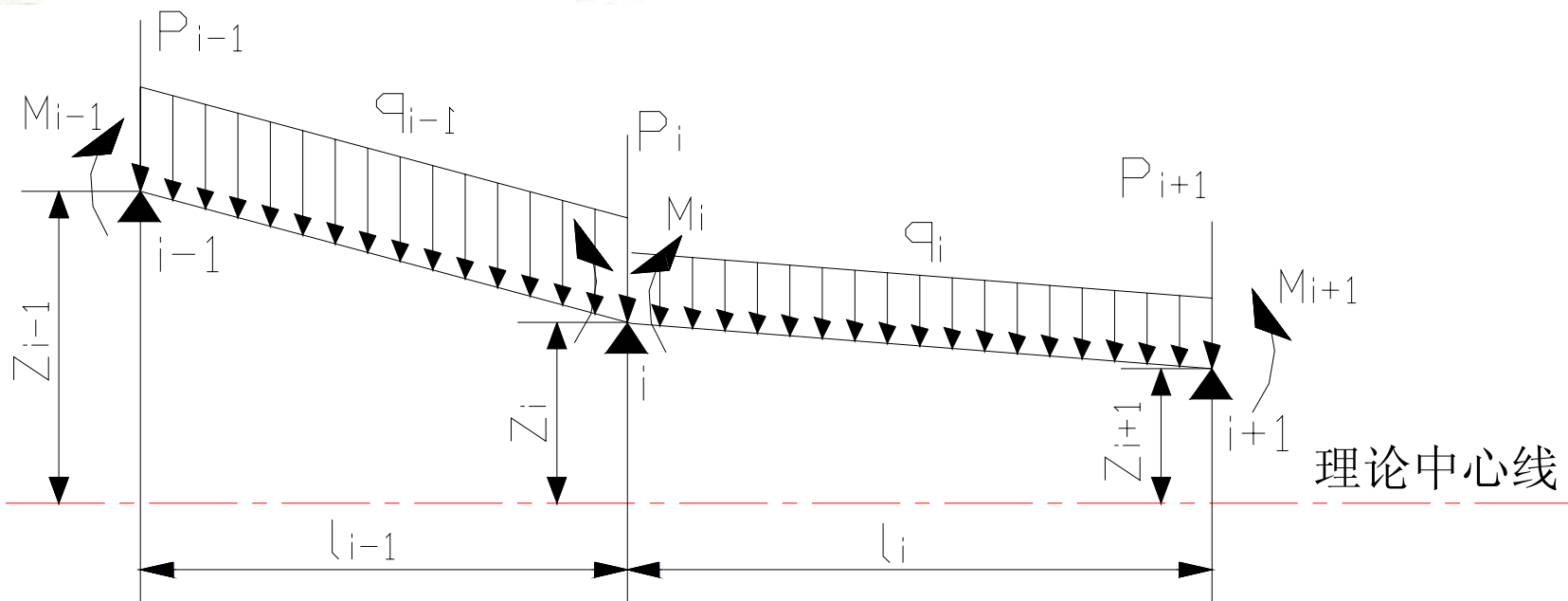
武汉理工大学

32

船舶推进轴系校中计算中的传统三弯矩方程



能动热能工程系



2007年5月16日星期三

武汉理工大学



第*i*支承左跨梁右端面的角变形

- 均布载荷 q_{i-1} 的作用
- 弯矩 M_{i-1} 的作用
- 弯矩 M_i 的作用
- 第*i-1*、*i*支承变位影响

$$\theta'_{i-q} = \frac{q_{i-1} l_{i-1}^3}{24 E_{i-1} I_{i-1}}$$

$$\theta'_{i-M_{i-1}} = \frac{M_{i-1} l_{i-1}}{6 E_{i-1} I_{i-1}}$$

$$\theta'_{i-M_i} = \frac{M_i l_{i-1}}{3 E_{i-1} I_{i-1}}$$

$$\theta'_{i-z} = \frac{Z_i - Z_{i-1}}{l_{i-1}}$$

$$\theta'_i = \theta'_{i-q} + \theta'_{i-M_{i-1}} + \theta'_{i-M_i} + \theta'_{i-z}$$



第*i*支承右跨梁左端面的角变形

- 均布载荷 q_i 的作用
- 弯矩 M_{i+1} 的作用
- 弯矩 M_i 的作用
- 第*i*+1、*i*支承变位影响

$$\theta_{i-q}'' = -\frac{q_i l_i^3}{24E_i I_i}$$

$$\theta_{i-M_{i+1}}'' = -\frac{M_{i+1} l_i}{6E_i I_i}$$

$$\theta_{i-M_i}'' = -\frac{M_i l_i}{3E_i I_i}$$

$$\theta_{i-Z}'' = -\frac{Z_i - Z_{i+1}}{l_i}$$

$$\theta_i'' = \theta_{i-q}'' + \theta_{i-M_{i+1}}'' + \theta_{i-M_i}'' + \theta_{i-Z}''$$





第*i*支承的三弯矩方程

$$\frac{l_{i-1}}{E_{i-1}I_{i-1}}M_{i-1} + 2\left(\frac{l_{i-1}}{E_{i-1}I_{i-1}} + \frac{l_i}{E_iI_i}\right)M_i + \frac{l_i}{E_iI_i}M_{i+1}$$

$$- \frac{6}{l_{i-1}}z_{i-1} + 6\left(\frac{1}{l_{i-1}} + \frac{1}{l_i}\right)z_i - \frac{6}{l_i}z_{i+1} = \frac{-1}{4}\left(\frac{q_{i-1}l_{i-1}^3}{E_{i-1}I_{i-1}} + \frac{q_i l_i^3}{E_i I_i}\right)$$

- l_i ——第*i*与第*i*+1支承间的跨距, mm ;
- M_i ——第*i*支承截面上的弯矩, $kN \cdot mm$;
- E_i ——第*i*与第*i*+1支承间轴段材料的弹性模量, kN/mm^2 ;
- I_i ——第*i*与第*i*+1支承间轴段的截面惯性矩, mm^4 ;
- q_i ——第*i*与第*i*+1支承间轴段所受的均布载荷, kN/mm ;
- z_i ——第*i*截面挠度, mm 。





$$\frac{l_{n-2}}{E_{n-2}I_{n-2}}M_{n-2} + \frac{2l_{n-2}}{E_{n-2}I_{n-2}}M_{n-1} + \frac{6(z_{n-1} - z_{n-2})}{l_{n-2}} = -\frac{q_{n-2}l_{n-2}^3}{4E_{n-2}I_{n-2}}$$

$$\frac{M_{i-1} - M_i}{l_{i-1}} + \frac{M_{i+1} - M_i}{l_i} + \frac{1}{2}(q_{i-1}l_{i-1} + q_i l_i) + p_i = 0$$

$$\frac{M_1 - M_0}{l_0} + \frac{1}{2}q_0 l_0 + p_0 = 0$$

$$\frac{M_{n-2} - M_{n-1}}{l_{n-2}} + \frac{1}{2}q_{n-2}l_{n-2} + p_{n-1} = 0$$

- 实支承处挠度值给定： z_i 已知常数 ($i=0 \sim n-1$)。
- 这样，被划分为 n 个截面的轴系，可列出 $n-2$ 个三弯矩方程、边界条件方程 2 个、由虚支承处支反力为 0 和实支承处挠度值已知列出方程 n 个，共可列出 $2n$ 个方程。由此可解出 M_i 、 z_i ($i=0, 1, 2, \dots, n-1$) $2n$ 个未知数。

- 结合边界条件，如果轴系两端都为自由端，则 $M_0 = M_{n-1} = 0$ 。如果一端自由，则 $M_0 = 0$ ；一端固定，则其转角为零，

- 虚支承处支反力为 0

- 第“0”截面为虚支承时

- 第“ $n-1$ ”截面为虚支承时





对三弯矩方程的改进与完善

• 1) 计入外加力偶的新三弯矩方程

$$\frac{I_{i-1}}{E_{i-1}I_{i-1}}M_{i-1B} + 2\frac{I_{i-1}}{E_{i-1}I_{i-1}}M_{iA} + 2\frac{I_i}{E_iI_i}M_{iB} + \frac{I_i}{E_iI_i}M_{i+1A} - \frac{6}{l_{i-1}}z_{i-1} + 6\left(\frac{1}{l_{i-1}} + \frac{1}{l_i}\right)z_i - \frac{6}{l_i}z_{i+1} = \frac{-1}{4}\left(\frac{q_{i-1}l_{i-1}^3}{E_{i-1}I_{i-1}} + \frac{q_i l_i^3}{E_i I_i}\right)$$

• 2) 计入剪切变形影响的新三弯矩方程

$$\left(\frac{I_{i-1}}{E_{i-1}I_{i-1}} - \frac{6}{l_{i-1}G_{i-1}A_{i-1}/\alpha_{i-1}}\right)M_{i-1B} + 2\left(\frac{I_{i-1}}{E_{i-1}I_{i-1}} + \frac{3}{l_{i-1}G_{i-1}A_{i-1}/\alpha_{i-1}}\right)M_{iA} + 2\left(\frac{I_i}{E_iI_i} + \frac{3}{l_iG_iA_i/\alpha_i}\right)M_{iB} + \left(\frac{I_i}{E_iI_i} - \frac{6}{l_iG_iA_i/\alpha_i}\right)M_{i+1A} - \frac{6}{l_{i-1}}z_{i-1} + 6\left(\frac{1}{l_{i-1}} + \frac{1}{l_i}\right)z_i - \frac{6}{l_i}z_{i+1} = \frac{-1}{4}\left(\frac{q_{i-1}l_{i-1}^3}{E_{i-1}I_{i-1}} + \frac{q_i l_i^3}{E_i I_i}\right)$$

• 3) 计入轴承刚度的三弯矩方程组

$$z_i = c_i \longrightarrow z_i = c_i - \delta_i$$

$$R_i = K_i \delta_i \longrightarrow \delta_i = R_i / K_i$$

$$R_i = \frac{M_{i-1B} - M_{iA}}{l_{i-1}} + \frac{M_{i+1A} - M_{iB}}{l_i} + \frac{1}{2}(q_{i-1}l_{i-1} + q_i l_i) + P$$

$$\frac{M_{i-1B} - M_{iA}}{K_i l_{i-1}} + \frac{M_{i+1A} - M_{iB}}{K_i l_i} + z_i = c_i - \frac{1}{2K_i}(q_{i-1}l_{i-1} + q_i l_i) - \frac{P}{K_i}$$



传递矩阵法-基本原理



能动热能工程系

- 船舶轴系是由一系列惯性元件和弹性元件连接而成的结构。按照一般结构静力学的线性理论，任意两个相邻截面的状态矢量通过一个线性变换联系着，也就是相邻两截面的状态矢量用一个矩阵相互联系着，变换矩阵把状态矢量从此截面迁移或传递至彼截面。传递矩阵法就是将复杂的弹性系统分解为一些具有简单弹性和运动性质的部件，将这些部件的结合面作为计算截面，根据不同的问题与要求，列出结合面处的状态矢量，然后，利用弹性系统各部分之间的传递关系，列出传递矩阵，并利用弹性系统各部件之间的边界条件进行求解。





传递矩阵法的基本原理

- 轴系可视为具有简单力学特性的梁。梁在平面弯曲时，单元端面的应力及应变状态是由其挠度 z 、转角、弯矩 M 、剪力 T 来描述的。任意一截面（或元件端面）上的应力与变形可以用矢量来表示，即：

$$Y_i^O = [z \quad \theta \quad M \quad T]_i^T,$$

- 其中，——端面的状态矢量；
- O ——端面角标： $O=L$ （左）或 R （右）；
- i ——单元序号。
- 单元左、右两端的状态矢量之间通过一个矩阵相互联系着：

$$Y_i^R = t_i Y_i^L$$

(2-34)

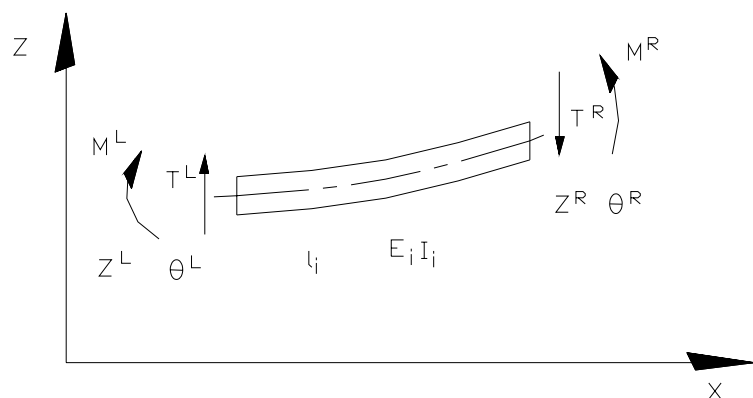
- 其中, t_i 为 i 单元的传递矩阵。





能动热能工程系

不受外载荷梁的单元矩阵



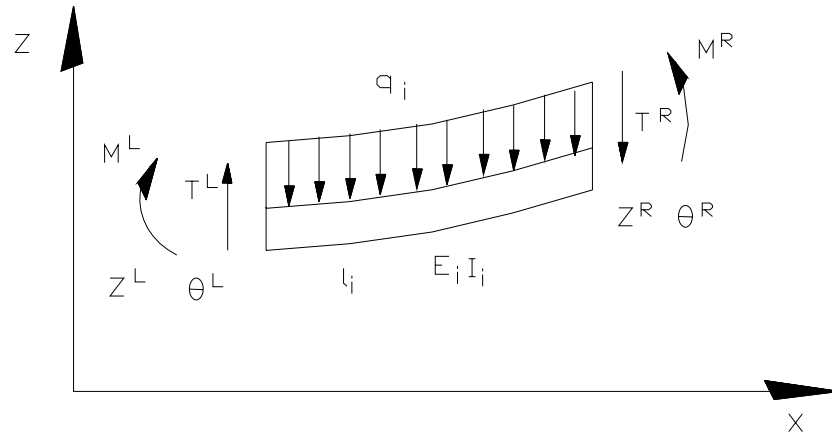
$$\begin{bmatrix} z \\ \theta \\ M \\ T \\ i \end{bmatrix}^{iR} = \begin{bmatrix} 1 & l_i & \frac{l_i^2}{2E_i I_i} & \frac{l_i^3}{6E_i I_i} & 0 \\ 0 & 1 & \frac{l_i}{E_i I_i} & \frac{l_i^2}{2E_i I_i} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & l_i & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z \\ \theta \\ M \\ T \\ i \end{bmatrix}^{iL} = t_i \begin{bmatrix} z \\ \theta \\ M \\ T \\ i \end{bmatrix}^{iL}$$



受均布载荷的单元矩阵



能动热能工程系



$$\begin{bmatrix} z \\ \theta \\ M \\ T \\ i \end{bmatrix}^{iR} = \begin{bmatrix} 1 & l_i & \frac{l_i^2}{2E_i I_i} & \frac{l_i^3}{6E_i I_i} & -\frac{q_i l_i^4}{24E_i I_i} \\ 0 & 1 & \frac{l_i}{E_i I_i} & \frac{l_i^2}{2E_i I_i} & -\frac{q_i l_i^3}{6E_i I_i} \\ 0 & 0 & 1 & l_i & -\frac{q_i l_i^2}{2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -q_i l_i \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z \\ \theta \\ M \\ T \\ i \end{bmatrix}^{iL} = t_i \begin{bmatrix} z \\ \theta \\ M \\ T \\ i \end{bmatrix}^{iL}$$



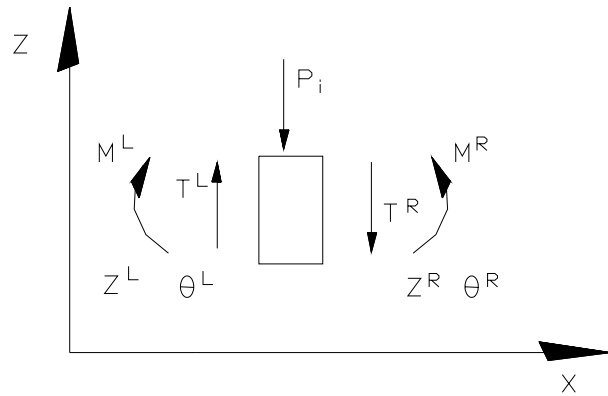
2007年5月16日星期三

武汉理工大学

受集中载荷梁的单元点矩阵



能动热能工程系



$$\begin{bmatrix} z \\ \theta \\ M \\ T \\ i \end{bmatrix}^{iR} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -P_i \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z \\ \theta \\ M \\ T \\ i \end{bmatrix}^{iL} = t_i \begin{bmatrix} z \\ \theta \\ M \\ T \\ i \end{bmatrix}^{iL}$$



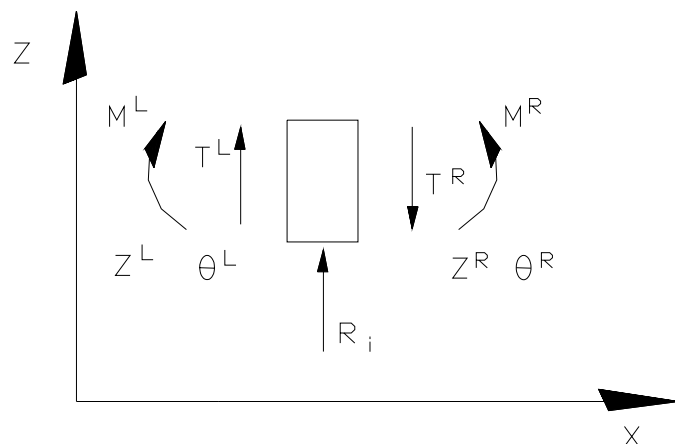
2007年5月16日星期三

武汉理工大学

受支反力梁的单元点矩阵



能动热能工程系



$$\begin{bmatrix} z \\ \theta \\ M \\ T \\ i \end{bmatrix}^{iR} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & R_i \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z \\ \theta \\ M \\ T \\ i \end{bmatrix}^{iL} = t_i \begin{bmatrix} z \\ \theta \\ M \\ T \\ i \end{bmatrix}^{iL}$$



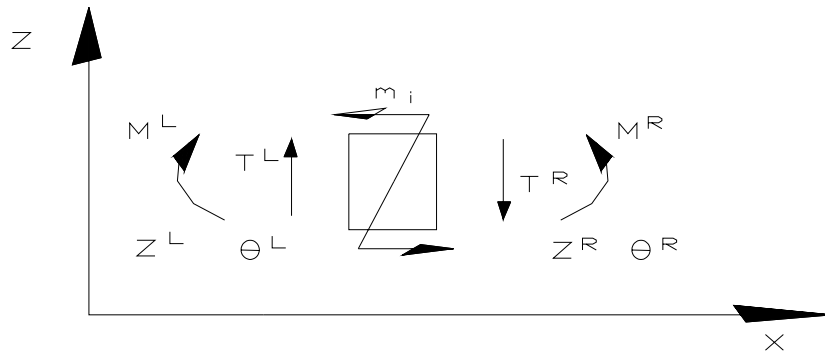
2007年5月16日星期三

武汉理工大学

受外力偶梁的单元点矩阵



能动热能工程系



$$\begin{bmatrix} z \\ \theta \\ M \\ T \\ i \end{bmatrix}^{iR} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -m_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z \\ \theta \\ M \\ T \\ i \end{bmatrix}^{iL} = t_i \begin{bmatrix} z \\ \theta \\ M \\ T \\ i \end{bmatrix}^{iL}$$



2007年5月16日星期三

武汉理工大学

累积矩阵的形式及单元端面状态矢量的求解



能动热能工程系

- 由连续性条件:

- $[z \ \theta \ M \ T \ i]^T_{i-1,R} = [z \ \theta \ M \ T \ i]^T_{i,L}$

- 及:

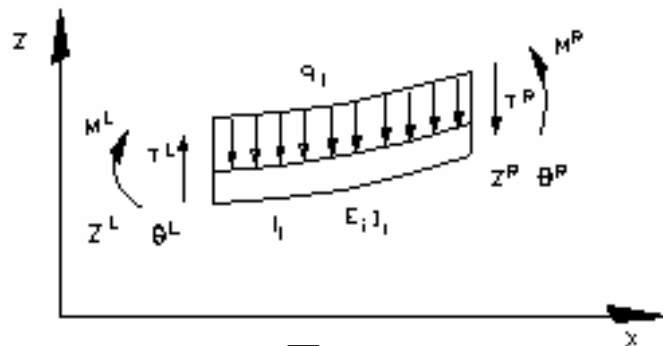
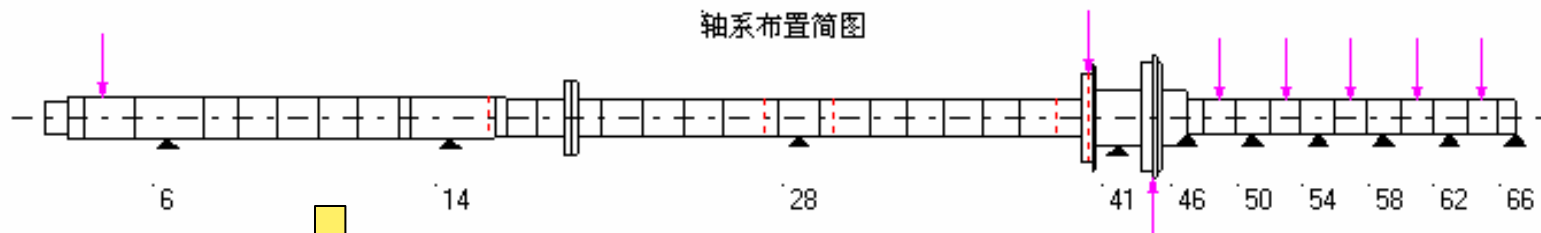
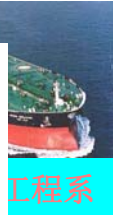
- $[z \ \theta \ M \ T \ i]^T_{i,R} = t_i [z \ \theta \ M \ T \ i]^T_{i,L}$

- 可求出任一单元端面的状态矢量 Y_i^R 与 Y_i^L 间的关系:

- $Y_i^R = Y_{i+1}^L = t_i t_{i-1} \dots t_1 Y_1^L$,

- 式中: 设 $T_i = t_i t_{i-1} \dots t_1$ 为第 i 单元的累积矩阵, 它只取决于单元的性能参数和支承变位等情况。累积矩阵反映了单元梁两端面的状态矢量关系, 按照累积矩阵和单元梁的边界条件就可求出两端面的状态矢量, 进而可求出轴系两端面的状态矢量。





传递矩阵法的优缺点:

- 优点: 易于在计算机中实现;
- 缺点: 存在积累误差, 精度较差

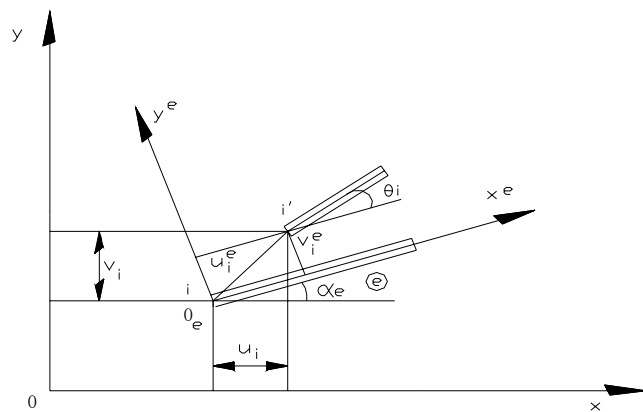
$$\begin{bmatrix} z \\ \theta \\ M \\ T \\ i \end{bmatrix}^R = \begin{bmatrix} 1 & l_i & \frac{l_i^2}{2E_i I_i} & \frac{l_i^3}{6E_i I_i} & -\frac{q_i l_i^4}{24E_i I_i} \\ 0 & 1 & \frac{l_i}{E_i I_i} & \frac{l_i^2}{2E_i I_i} & -\frac{q_i l_i^3}{6E_i I_i} \\ 0 & 0 & 1 & l_i & -\frac{q_i l_i^2}{2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -q_i l_i \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z \\ \theta \\ M \\ T \\ i \end{bmatrix}^L = f_i \begin{bmatrix} z \\ \theta \\ M \\ T \\ i \end{bmatrix}^L$$



有限元法-坐标系



- E —元素 e 的弹性模量, N/m^2 ;
- A_e —元素 e 的截面积, m^2 ;
- I_e —元素 e 的截面惯性矩, m^4 ;
- l_e —元素 e 的长度, m 。



$$[K]^e = \begin{bmatrix} \frac{EA_e}{l_e} & 0 & 0 & -\frac{EA_e}{l_e} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EI_e}{l_e^3} & \frac{6EI_e}{l_e^2} & 0 & -\frac{12EI_e}{l_e^3} & \frac{6EI_e}{l_e^2} \\ 0 & \frac{6EI_e}{l_e^2} & \frac{4EI_e}{l_e} & 0 & -\frac{6EI_e}{l_e^2} & \frac{2EI_e}{l_e} \\ -\frac{EA_e}{l_e} & 0 & 0 & \frac{EA_e}{l_e} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12EI_e}{l_e^3} & -\frac{6EI_e}{l_e^2} & 0 & \frac{12EI_e}{l_e^3} & -\frac{6EI_e}{l_e^2} \\ 0 & \frac{6EI_e}{l_e^2} & \frac{2EI_e}{l_e} & 0 & -\frac{6EI_e}{l_e^2} & \frac{4EI_e}{l_e} \end{bmatrix}$$





元素 e 在整体坐标下的刚度阵

$$[\bar{K}]^e = \begin{bmatrix} a_1 & a_2 & a_4 & -a_1 & -a_2 & a_4 \\ a_2 & a_3 & a_5 & -a_2 & -a_3 & a_5 \\ a_4 & a_5 & a_6 & -a_4 & -a_5 & a_6/2 \\ -a_1 & -a_2 & -a_4 & a_1 & a_2 & -a_4 \\ -a_2 & -a_3 & -a_5 & a_2 & a_3 & -a_5 \\ a_4 & a_5 & a_6/2 & -a_4 & -a_5 & a_6 \end{bmatrix}$$

$$a_1 = \frac{EA_e}{l_e} \cos^2 \alpha_e + \frac{12EI_e}{l_e^3} \sin^2 \alpha_e$$

$$a_3 = \frac{EA_e}{l_e} \sin^2 \alpha_e + \frac{12EI_e}{l_e^3} \cos^2 \alpha_e$$

$$a_4 = -\frac{6EI_e}{l_e^2} \sin \alpha_e$$

$$a_5 = \frac{6EI_e}{l_e^2} \cos \alpha_e$$

$$a_6 = \frac{4EI_e}{l_e}$$



在计入剪切变形影响后，元素e在整体坐标下的刚度阵



能动热能工程系

$$[\bar{K}]^e = \begin{bmatrix} a_1 & a_2 & a_4 & -a_1 & -a_2 & a_4 \\ a_2 & a_3 & a_5 & -a_2 & -a_3 & a_5 \\ a_4 & a_5 & a_6 & -a_4 & -a_5 & \frac{(2-k)a_6}{4+k} \\ -a_1 & -a_2 & -a_4 & a_1 & a_2 & -a_4 \\ -a_2 & -a_3 & -a_5 & a_2 & a_3 & -a_5 \\ a_4 & a_5 & \frac{(2-k)a_6}{4+k} & -a_4 & -a_5 & a_6 \end{bmatrix}$$

$$k = \frac{12EI}{L^2 GA / a_s}$$

$$a_1 = \frac{EA_e}{l_e} \cos^2 \alpha_e + \frac{12EI_e}{l_e^3 (1+k)} \sin^2 \alpha_e$$

$$a_2 = \left(\frac{EA_e}{l_e} - \frac{12EI_e}{l_e^3 (1+k)} \right) \sin \alpha_e \cos \alpha_e$$

$$a_3 = \frac{EA_e}{l_e} \sin^2 \alpha_e + \frac{12EI_e}{l_e^3 (1+k)} \cos^2 \alpha_e$$

$$a_4 = -\frac{6EI_e}{l_e^2 (1+k)} \sin \alpha_e$$

$$a_5 = \frac{6EI_e}{l_e^2 (1+k)} \cos \alpha_e$$

$$a_6 = \frac{(4+k)EI_e}{l_e (1+k)}$$



合理校中计算的内容



能动热能工程系

- 轴系的热态校中计算
 - 各轴承的负荷
 - 各轴的弯曲附加应力
 - 施加于柴油机输出法兰的剪力与弯矩
 - 尾管后轴承支点处轴截面转角
 - 齿轮箱大齿轮输出轴前、后轴承的负荷差
- 轴系的冷态校中计算
 - 各轴承的负荷
 - 检验参数/千斤顶顶举系数
- 轴系安装状态校中计算
 - 法兰的偏移与曲折



2007年5月16日星期三

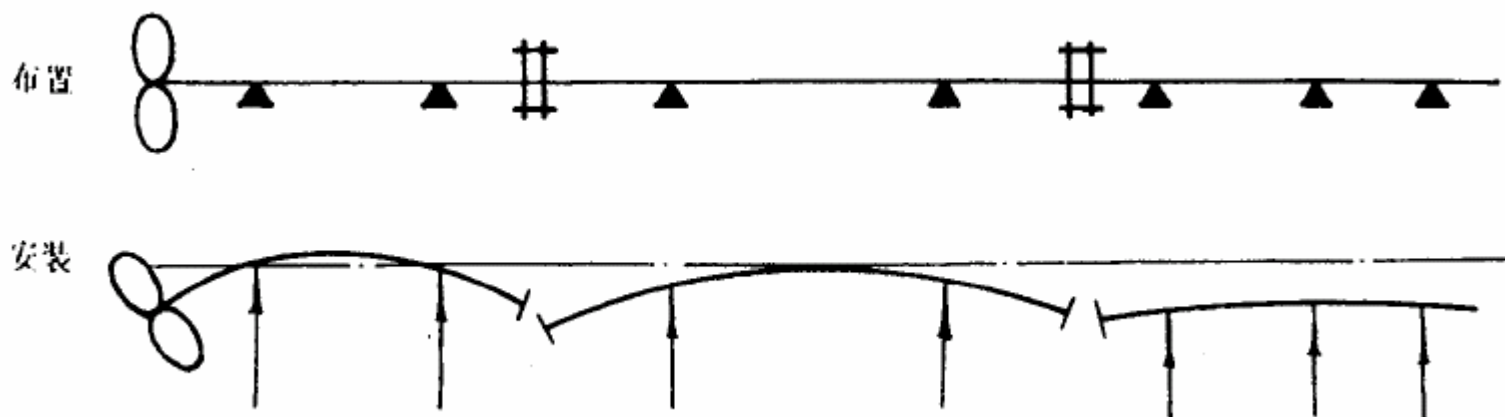
武汉理工大学

合理校中计算的内容



能动热能工程系

- 典型安装状态一



2007年5月16日星期三

武汉理工大学

合理校中计算的内容



能动热能工程系

- 典型安装状态二

布置



安装



2007年5月16日星期三

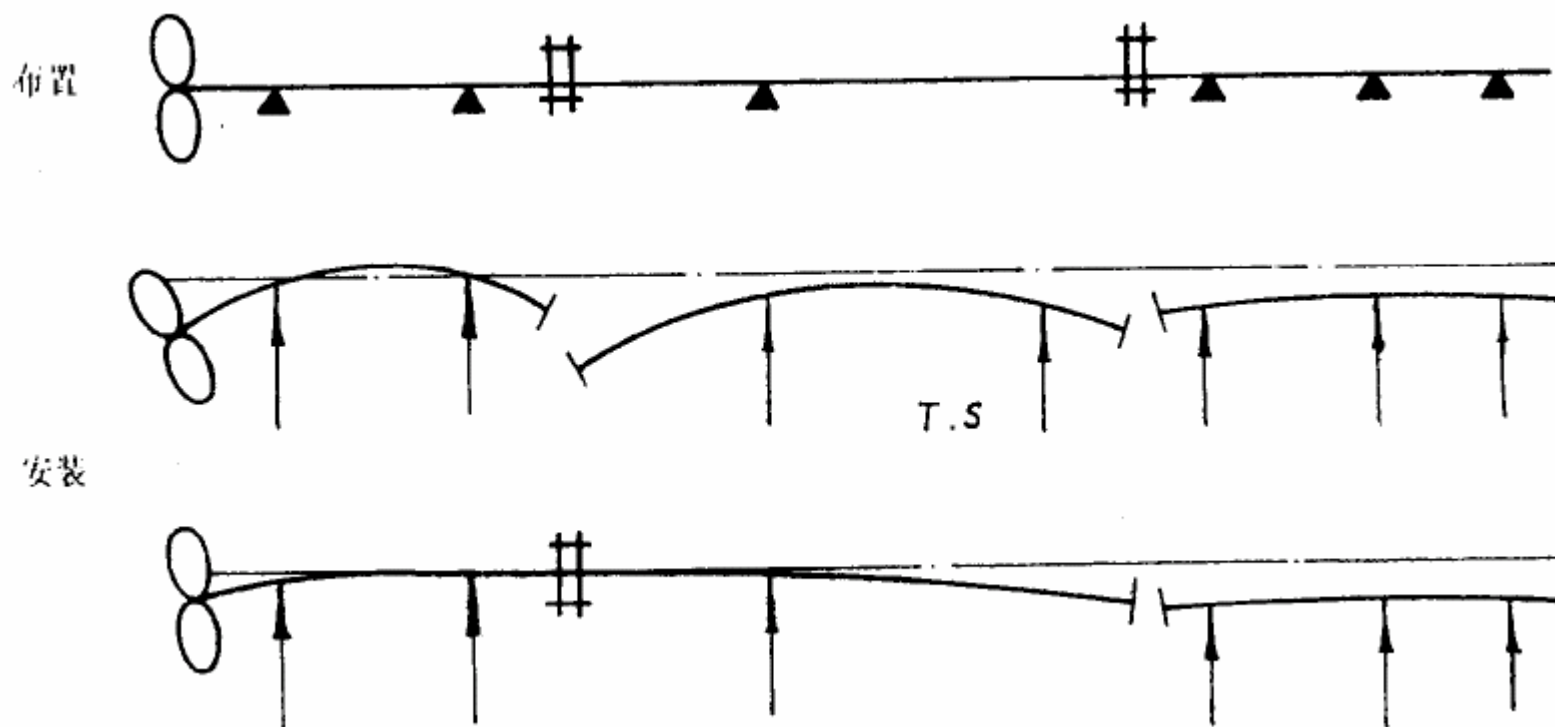
武汉理工大学

合理校中计算的内容



能动热能工程系

- 典型安装状态三



2007年5月16日星期三

武汉理工大学

54

运转状态校中计算



能动热能工程系

- 是更合理、更接近实际情况的轴系校中状态；
- 指计入轴系运转状态所产生的有关力和力矩时的校中计算：
 - 柴油机气体力
 - 螺旋桨水动力产生的力和力矩
 - 齿轮力：切向力、径向力及轴向力



齿轮力



能动热能工程系

切向力: $P = \frac{2M_1}{d_1} \text{ kN}$

径向力: $P_r = \frac{P \tan \alpha_n}{\cos \beta} \text{ kN}$

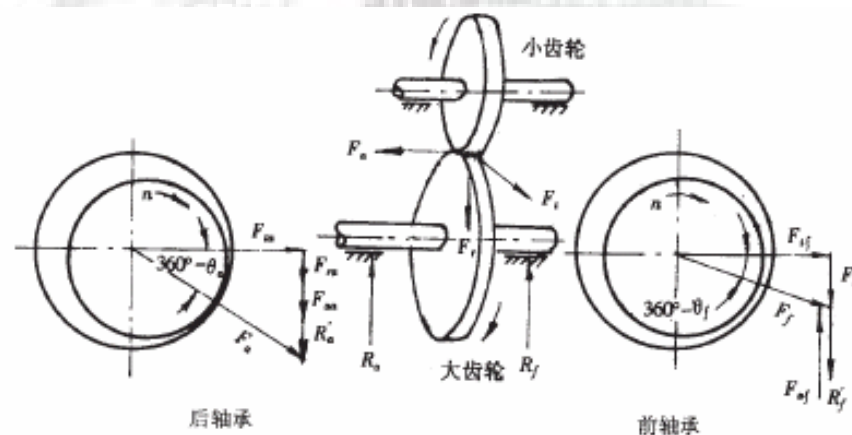
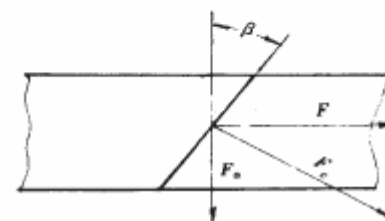
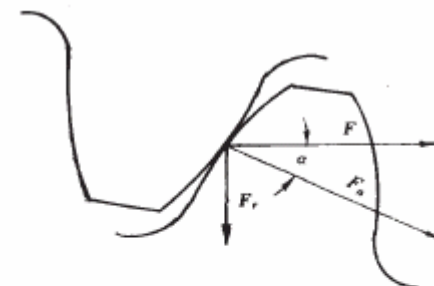
轴向力: $P_a = P \tan \beta \text{ kN}$

$F_f = \sqrt{P_{tf}^2 + (P_{rf} + R'_f - P_{af})^2} \text{ kN}$

$\theta_f = -\tan^{-1} \left(\frac{P_{rf} + R'_f - P_{af}}{P_{tf}} \right) \text{ deg}$

$F_a = \sqrt{P_{ta}^2 + (P_{ra} + R'_a - P_{aa})^2} \text{ kN}$

$\theta_a = -\tan^{-1} \left(\frac{P_{ra} + R'_a - P_{aa}}{P_{ta}} \right) \text{ deg}$



2007年5月16日星期三

武汉理工大学

56

动态合力的影响



能动热能工程系

- 齿轮轴轴瓦分界面应根据动态合力方向进行布置
 - 直齿的齿轮轴轴承布置
 - 斜齿的齿轮轴轴承布置
 - 输出齿轮轴以外的其他齿轮轴承
- 轴瓦分界面按动态合力确定后，两轴承校中反力差可不受总重20%的限制
- 减少前后轴承动态合力夹角，可增强齿的啮合能力，减少噪声



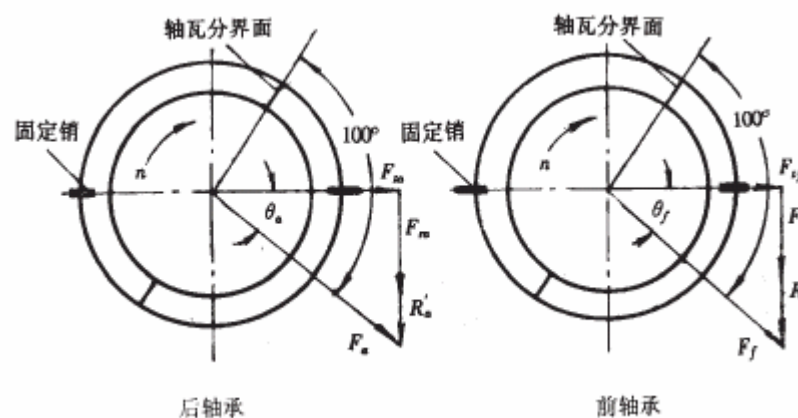
动态合力的影响



能动热能工程系

- 直齿的齿轮轴轴承布置：

- 即 $F_a = 0$ ，那么在轴承跨距相同或相近情况下，动态合力的大小及方向就取决于轴系校中反力的大小及方向。如轴系校中使输出齿轮轴前后轴承反力为正值且小于20%，则两轴承的动态合力的大小及方向基本相同，齿轮轴不会产生扭曲现象但是由于齿轮切向力的作用，使动态合力的方向不在垂直位置上，而是处在第IV象限内（轴顺时针旋转时），如图所示。因此，为保证轴承润滑油膜的建立，避免轴瓦产生烧熔现象，应考虑轴瓦进油槽的正确位置，即应按动态合力的位置将轴瓦的分界面逆转速方向转约 $70^\circ \sim 100^\circ$ 左右。

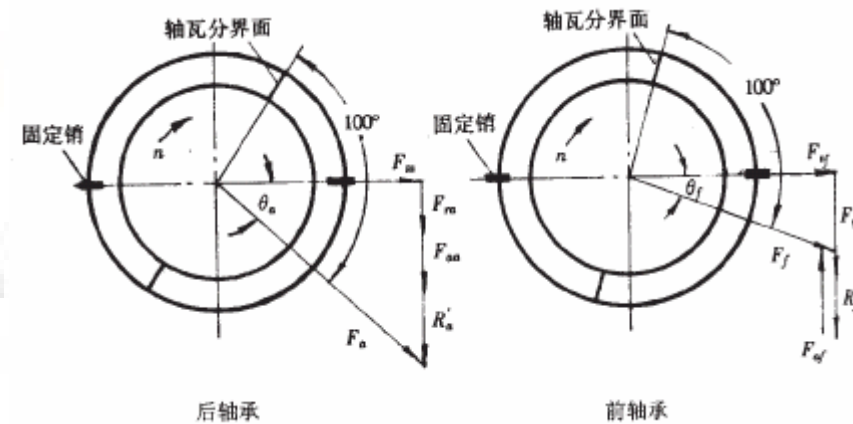




动态合力的影响

• 斜齿的齿轮轴轴承布置

- 对斜齿轮, $F_a \neq 0$, 这时前后轴承动态合力大小及方向均不同, 特别是作用方向变化很大, 如图所示。这样, 齿轮轴将会产生歪扭现象。同样, 为保证轴承油膜的正常建立, 避免产生轴瓦烧熔现象, 应分别计算动态合力的位置, 并将轴瓦分界面逆转速度方向转 $70^\circ \sim 100^\circ$ 左右。



动态合力的影响



能动热能工程系

- 输出齿轮轴以外的其他齿轮轴承
 - 如传动齿轮中其他轴承也采用滑动轴承，则也应计算每个轴承的反力及齿轮力，然后计算每个轴承的动态合力及方向，轴瓦分界面也应按动态合力位置逆转速方向转 $70^{\circ} \sim 100^{\circ}$ 左右。



动态合力的影响



能动热能工程系

- 轴瓦分界面按动态合力确定后，两轴承校中反力差不受总重**20%** 的限制
 - 齿轮传动轴系校中时，要求输出齿轮前后轴承负荷差应尽量小，最大应不超过齿轮和轴总重量的**20%**。
 - 实际上，如齿轮轴瓦的分界面是按动态合力方向来确定，则在两轴承校中反力为正值的情况下(即非直线校中)，动态合力大小及方向主要取决于齿轮力。因此，实际安装轴系时，即使两轴承的反力差超过**20%** 也是安全的。
 - 如一艘船输出齿轮轴的前轴承校中反力为**28.95kN**，后轴承反力为**10.61kN**，相差**2.7** 倍，大大超过**20%**，但前轴承动态合力由**235kN** 变为**237kN**，其作用角由**348.2°** 变为**346.4°**；后轴承动态合力由**283kN** 变为**277kN**，其作用角由**324.3°** 变为**326.2°**。显然，尽管前后轴承校中反力差大大超过**20%**，但对动态合力及作用角影响很小，即对轴承的动态比压及油膜的建立影响很小，仍然是安全的。



动态合力的影响



能动热能工程系

- 减少前后轴承动态合力夹角，可增强齿的啮合能力，减少噪声
 - 前后轴承动态合力之间的夹角越大，齿轮轴受扭曲的角度越大；随之发生的是轮齿的扭曲现象，这就是造成沿齿宽方向的不均匀接触，降低齿的承载能力，增加齿的接触应力，轻则产生齿的单边磨损，重则产生断齿事故。因此，为保证齿轮轴的平行性，增加齿的啮合能力，减少噪声，应尽量减少前后轴承动态合力的夹角。对斜齿的齿轮传动轴系，在设计时，应使前轴承的静反力值取大些，以抵消由轴向力 F_a 产生的作用在前轴承上的反力 F_{af} 的影响。
 - 为减少前后轴承动态合力的夹角，在齿轮设计时应尽量使 F_a 值减少或使 $F_a = 0$ ，这可采用人字齿、行星齿轮布置或齿轮对称型布置来达到。



校中衡准



能动热能工程系

- (1) 轴承负荷：
 - 轴系各轴承的负荷均为正值，即不允许出现轴承脱空现象；
 - 轴承负荷应不小于相邻两跨距间所有重量总和的20%。
 - 减速齿轮箱大齿轮轴的前、后轴承负荷差，应不超过制造厂的规定。在未提供相应数据的情况下，一般应不超过两轴承间轴段与大齿轮重量之和的20%，但如果提供轴系运转状态校中计算结果，且确认轴承轴瓦分界面是按运转状态校中计算得到的动态合力作用角确定的，此时前、后轴承负荷差可不受20%限制。
- (2) 轴承的许用比压：轴系各轴承的许用比压，一般应不超过下列允许值：
 - 白合金艉管轴承：0.8 MPa
 - 铁梨木艉管轴承：0.3 MPa
 - 橡胶艉管轴承：0.3 MPa
 - 复合材料艉管轴承，最大为0.3 MPa；
 - 中间轴承：0.6 MPa
 - 大齿轮轴前后轴承：静态许用值为1 MPa，轴系运转状态许用值为3 MPa。





- (3) 轴的附加弯矩应力：各轴的附加弯矩应力，一般应不超过下列允许值：
 - 螺旋桨轴、艉轴和中间轴：20 MPa
 - 推力轴：15 MPa；
 - 大齿轮轴：10 MPa（或按制造厂的规定）
- (4) 艉管后轴承支撑点处截面转角：艉管后轴承支撑点处截面转角一般应不超过 $3.5 \times 10^{-4} \text{rad}$ 。

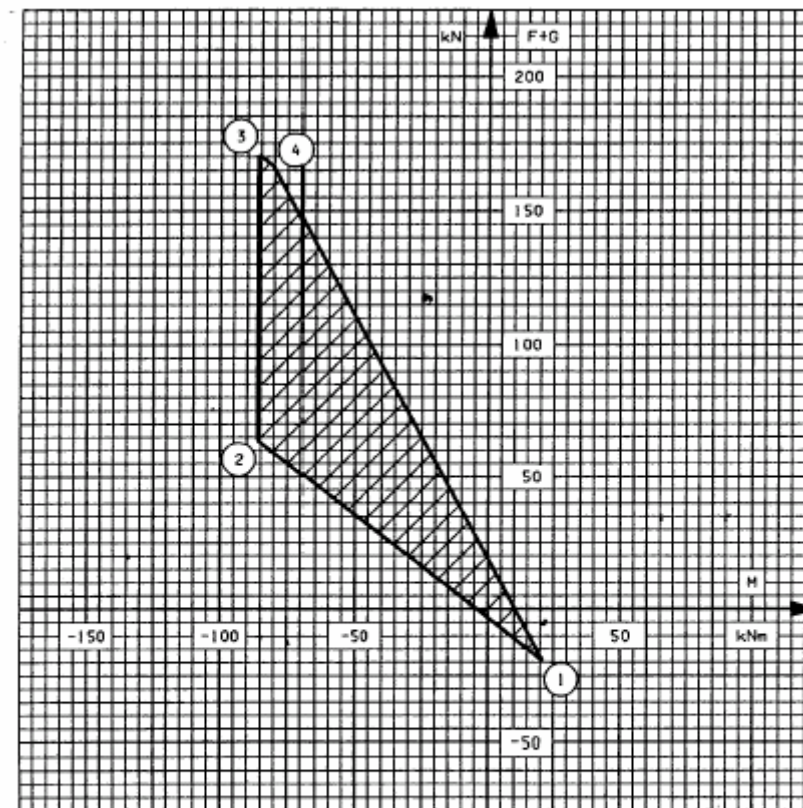


校中衡准



能动热能工程系

- (5) 输出端法兰的弯矩和应力：
大型低速柴油机直接传动的推进轴系，施加到柴油机输出端法兰的弯矩和剪力，应不超过柴油机制造厂规定范围。
- MAN B&W
- Sluzer



	M	F
1	20.9	-19.5
2	-86.1	63.6
3	-86.1	170.7
4	-80.6	166.5

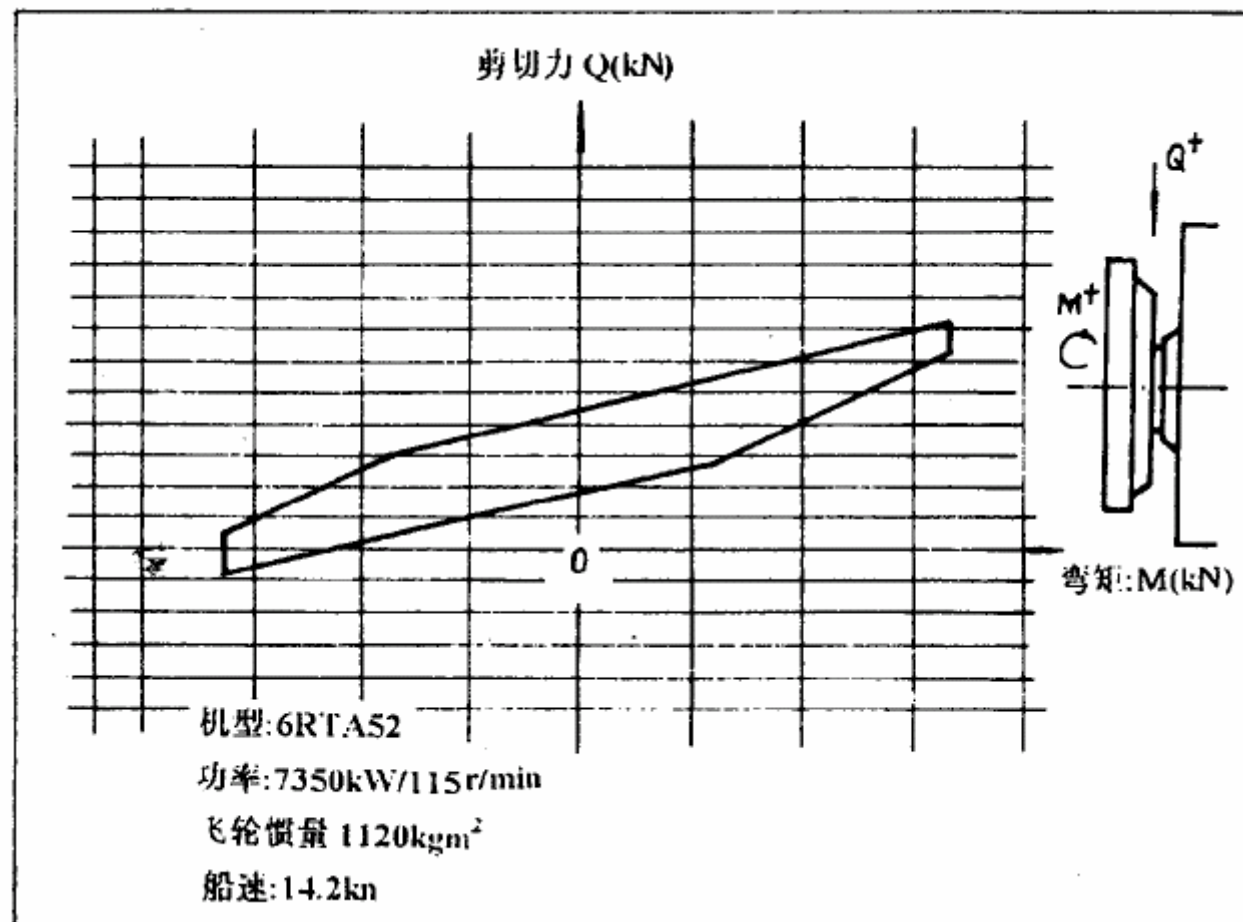


校中衡准



能动热能工程系

- (5) 输出端法兰的弯矩和应力：大型低速柴油机直接传动的推进轴系，施加到柴油机输出端法兰的弯矩和剪力，应不超过柴油机制造厂规定范围。
- MAN B&W
- Sluzer



2007年5月16日星期三

武汉理工大学

校中检验-审图



能动热能工程系

- 轴系校中计算书内容的完整性
 - 轴系校中简图
 - 轴系运转状态校中计算结果
 - 轴系热态校中计算结果
 - 轴系冷态校中计算结果
 - 轴系安装状态校中计算结果
 - 轴承负荷试验顶举系数
 - 与轴系校中计算相适应的轴系安装工艺



2007年5月16日星期三

武汉理工大学

67

轴系校中的安装检验



• (1) 一般要求

- 校中安装应按已批准的计算书进行
- 校中前，船舶已完工状态应与建造原则工艺中有关条款相一致。轴系区域的加工、装配及安装工程均应结束并检验合格，剩下工程应不影响校中工作的质量
- 轴系零、部件的加工、装配应符合相应的技术要求并检验合格。
- 校中检验时，主机、发电机、锅炉及其他重大设备均已吊入就位，船上应无重大设备的迁移及压载的变更。
- 螺旋桨、螺旋桨轴及艉轴安装应合格。螺旋桨轴及艉轴前法兰的安装位置应做出记录，并应防止在校中时变动。
- 中间轴吊入并布置好中间轴承或临时支承。
- 轴系校中及其检验，应在船舶下水后进行。对施工单位确能把握船舶下水后变形规律的同型船舶的后续产品，经检验部门同意，允许在船台或船坞内校中，但应在船舶下水后进行复检。
- 轴系校中及检验时，应避免在强阳光直接照射下进行，且在轴系区域及与之相邻区域应停止震动性作业及焊接作业。



轴系校中的安装检验



• (2) 校中要求

- 采用按法兰曲折和法兰偏移值校中时，应以螺旋桨轴前法兰为基准，自艏向艉调节各轴及主机或减速齿轮箱位置，使各对法兰偏移、法兰曲折值符合校中计算结果的要求。
- 采用按轴承变位量校中时，应确保准直仪主光轴与螺旋桨轴轴心线重合，并使各中间轴承对光靶中心与轴承中心线重合。按主光轴调整的各中间轴承位移量，应符合校中计算结果规定的数值，同时应计及螺旋桨轴或艉轴前法兰挠度对各轴承实际位移量的影响数值。对主机或减速齿轮箱的定位，仍应以最前一根中间轴的前法兰为基准，按校中计算结果中法兰偏移和法兰曲折值进行安装。
- 采用其他方法校中轴系时，应使所有被测轴承上的负荷符合校中计算结果的数值。
- 轴系校中完工后，应作出记录，并配制各法兰连接螺栓、主机、减速齿轮箱及轴承垫片和紧固螺栓，连接各轴并固紧各轴承及机座。



轴系校中的安装检验



• (3) 检验要求

- 一般应分别在各轴法兰连接前和轴法兰连接且轴承及机座固紧后，对校中质量进行检验。
- 各轴法兰连接前，可采用直尺-塞尺法或两对指针等方法，对法兰偏移、法兰曲折值进行检验。其允许误差为：偏移不超过 $\pm 0.10 \text{ mm}$ 、曲折不大于 $\pm D \times 10^{-4} \text{ mm}$ （ D 为被测法兰的外径，单位为毫米）。
- 各轴法兰连接且轴承及机座固紧后，可采用顶举法或其他方法，按校中计算结果的要求，对中间轴承的实际负荷进行检验，其允许误差应不超过计算值的 $\pm 20\%$ ，同时，应检验柴油机曲轴臂距差或检视齿轮啮合质量。



轴系校中的安装检验



- (4) 千斤顶顶举法

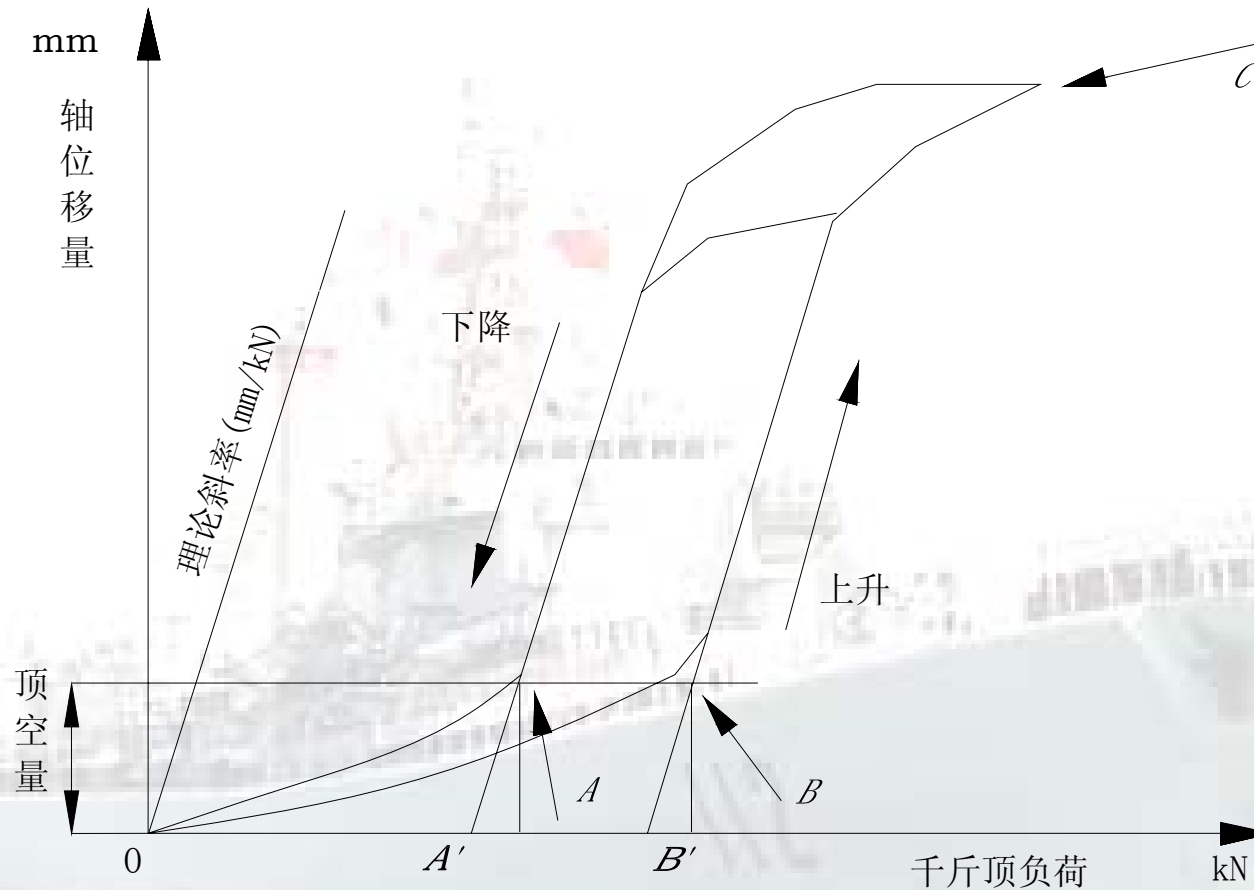
- 采用顶举法检验时，应对被测轴承逐个进行，检测设备应正确安装并准确调零。
- 在升压与降压过程中，应记录千斤顶压力和千分表的稳定读数，并绘制如图5所示的顶举曲线图。不应在千斤顶上升（或下降）过程中降压（或升压）。
- 被测轴承实际负荷为 $(A+B)/2$ 。如果 $(B-A) > 0.4 \times (A+B)/2$ ，则说明测量的数据不理想，建议重测。



千斤顶顶举曲线



能动热能工程系



顶空量：千斤顶数值上升了相应的挠度数值大小后，刚好把被测轴承顶空为零负荷。



2007年5月16日星期三

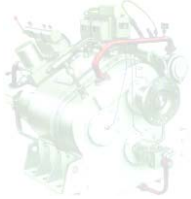
武汉理工大学

72

Bearing Reaction Measurements



- Bearing reactions are generally measured utilizing:
 - Hydraulic jacks
 - Strain gauges.



Jack-up Method



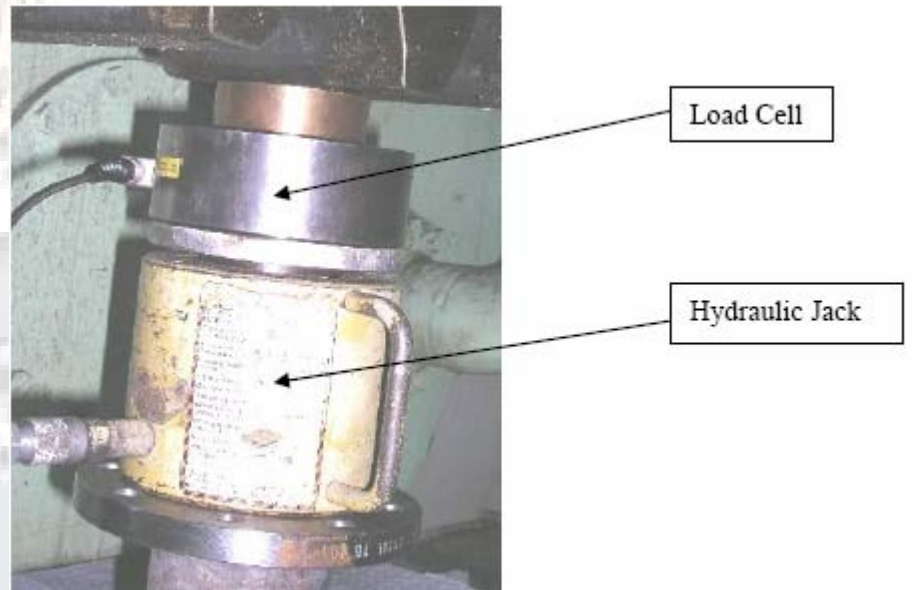
- The advantages of the jack-up method are:
 - It uses simple measuring equipment such as hydraulic jack and the dial gauge.
 - Accuracy is significantly improved in combination with load cell measurement.
 - It is the only method that provides reaction load directly.
- The disadvantages of the jack-up method are:
 - It requires the same preparation time for each repeated measurement.
 - Measurement results in wide hysteresis if load cell is not used.
 - Installation inaccuracies due to:
 - Misalignment of the hydraulic jack
 - Misalignment of the dial gauge
 - Although it directly records the load, jack-up method does not measure bearing reaction directly, as the jack is lifting next to the bearing location. This requires correction factors to be applied which introduce some error as well.



Jack-up Method



- The method requires the following equipment:
 - Hydraulic jack (ram)
 - Load cell
 - Dial gauge



Hydraulic Jack with Load Cell

Jack-up Method



Digital Dial Gauge



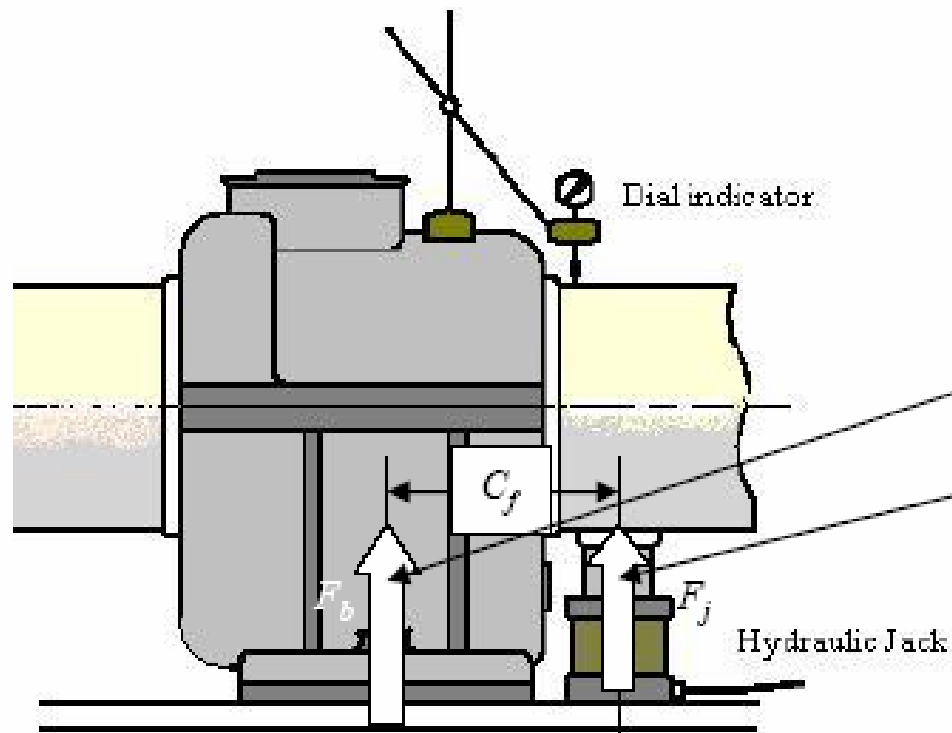
- The dial gauge should be anchored on the structure which is not affected by the lifting. If the structure is too flexible, the jack load can move the dial gauge anchor as well, thus resulting in erroneous readings.
- When the jack-up procedure is performed, it is suggested that the displacement of the top of the shaft be controlled and the load read for each step on the dial gauge. A smoother curve may be generated by applying this procedure, which will eventually provide more accurate recalculation of the bearing reactions.



Jack-up Method



Reaction Measurement at Intermediate Shaft Bearing



Although the hydraulic jack records the load directly, it does not measure the bearing reaction directly.

Jack is placed near the bearing and the actual reaction

(F_b) can be correlated to jack reaction

(F_j) via a correction factor (C_f) :

$$F_b = C_f \cdot F_j$$

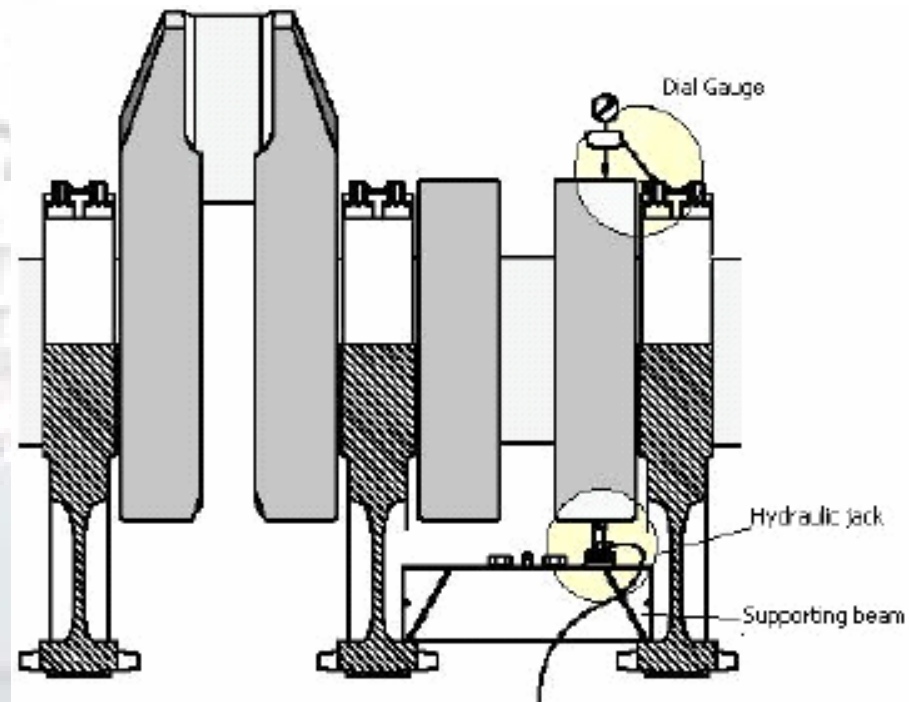


Jack-up Method



- Compliance of the jack-up procedure with the analytical model can easily be verified by observing the jack-up procedure gradient. The jack-up gradient is an angle of the lifting/lowering curve. The jack-up gradient is normally expressed as change in lifting force over change in vertical offset. Gradient values are normally given as a regular output of the shaft alignment analysis.
- Jack-up gradients are often called Influence Coefficient values and are presented in the form of a influence coefficient matrix.

Jack-up Measurement of the Bearing Reactions Inside Diesel Engine



Strain Gauge Method



- The advantages of the strain gauge method are:
 - It can provide information on the bearings not accessible for jack-up measurements.
 - Once the strain gauges are mounted, measurement can be easily repeated within a very short time.
 - It can instantly provide data about vertical load and shaft runout.
 - It can provide simultaneous information on more than one bearing load.
- The disadvantages of the strain gauge method are:
 - It requires a relatively long time for equipment installation (approximately one hour per measurement point).
 - Accuracy of the data depends on system modeling.
 - It requires relatively sophisticated and expensive equipment for measurement.
- The strain gauge technique for shaft bending moment measurement is based on a basic beam relationship



Strain Gauge Method



$$M = \varepsilon \cdot E \cdot W$$

where

E = Young's modulus

ε = strain

W = section modulus (for circular shape $= \pi \frac{D^3}{32}$).

Strain gauges measure strain. The shaft's flexion deforms, strains the gauges glued on the shaft's surface, thus changing the gauges' resistance. Accordingly, the strain can be calculated:

$$\varepsilon = \frac{\Delta R}{R \cdot k}$$

where

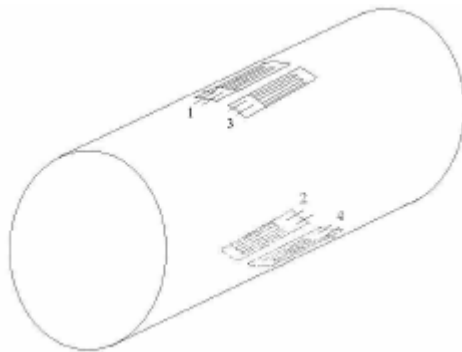
R = is bridge resistance, in Ω

ΔR = change in bridge resistance, in Ω

k = bridge factor (a common value for bridge factor is 2)



Strain Gauge Installation



- To increase the precision (error correction) of the measurements, more than one gauge can be installed to measure the strain at the same location. Usually, there are four gauges installed in the so called Wheatstone bridge. Two pairs of gauges should be applied 180° apart from each other (Section 5, Figure 7), and connected in Wheatstone bridge as shown on Section 5, Figure 9.
- Section 5, Figure 8 shows how a pair of uniaxial gauges is installed on the shaft to measure tension in longitudinal direction.



Wheatstone Bridge

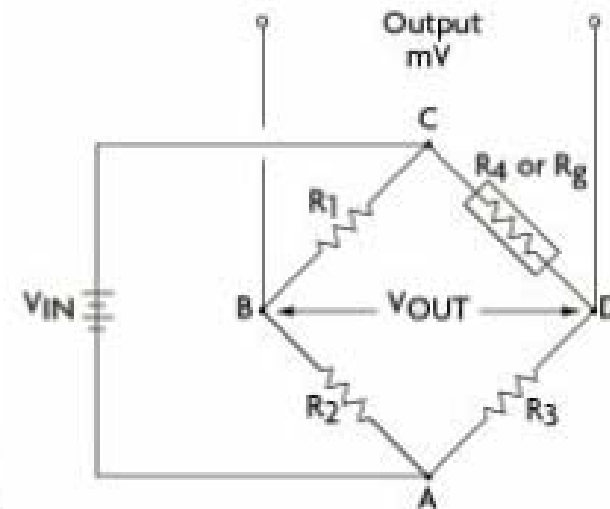


能动热能工程系

- Voltage and resistance are then connected as follows:
- Combining $\frac{\Delta V}{V} = \frac{\Delta R}{R}$ above relationships, the shaft bending moment can be determined by applying the following equation:

$$M = \frac{\Delta V}{k \cdot V \cdot J}$$

- If the shaft is rotated for a full circle, each of the strain gauges will be exposed to deformation proportional to two times the bending moment. A simple analysis of continuous full circle measurements will separate vertical and horizontal bending moments.



$$V_{OUT} = V_{IN} \left[\frac{R_3}{R_3 + R_g} - \frac{R_2}{R_1 + R_2} \right]$$



Bearing Vertical Offset Measurements



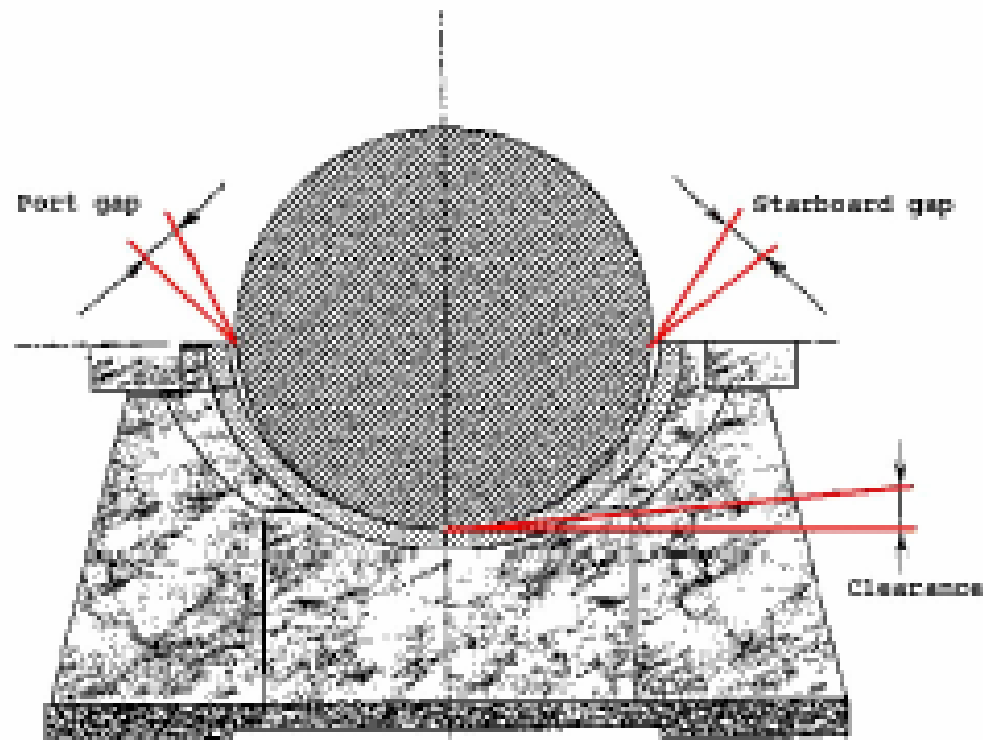
- The shafting bearing vertical position is set during the bore sighting procedure. During that procedure, laser, optical or piano-wire equipment is utilized. However, this initial presetting is often disturbed due to numerous reasons as mentioned in the text above (unfinished construction work, hull deflections, thermal influence, etc.). Therefore, the actual bearing position needs to be investigated in order to gain knowledge of how the offset changes and what its influence is on the bearing reactions.
- Several methods may be applied:
 - Optical
 - Laser
 - Piano wire
 - Hydraulic jacks
 - Strain gauges



Bearing Misalignment Measurements



Intermediate Shaft Bottom Clearance and Runout Measurement



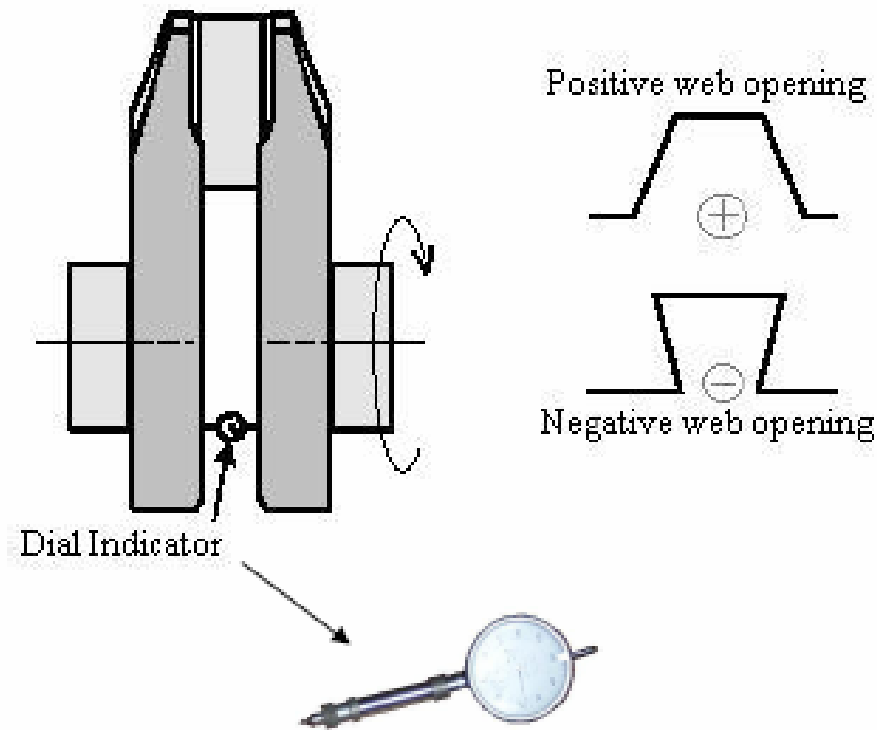
2007年5月16日星期三

武汉理工大学

Crankshaft Deflection Measurement



Crankshaft Deflection Measurements



2007年5月16日星期三

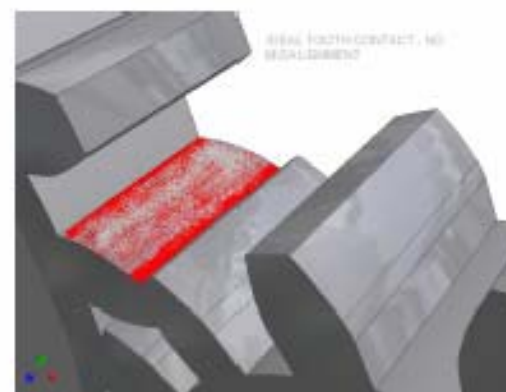
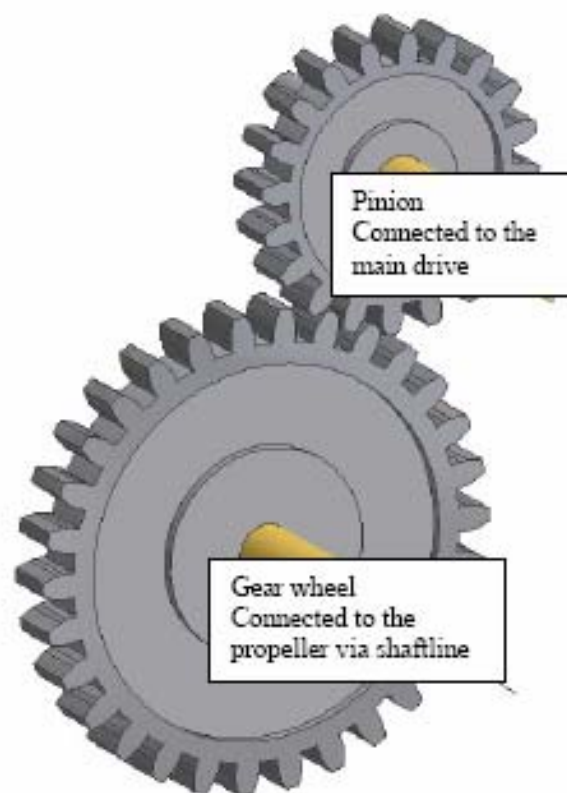
武汉理工大学

Gear Contact Misalignment Measurement

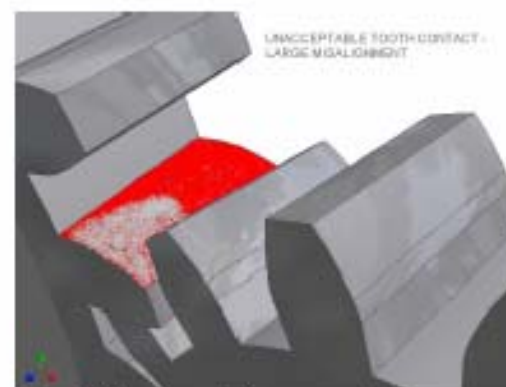


能动热能工程系

Gear Contact



Case A) Ideal contact - No misalignment



Case B) Unacceptable contact - Large misalignment



2007年5月16日星期三

武汉理工大学

弹簧测力计测量负荷法

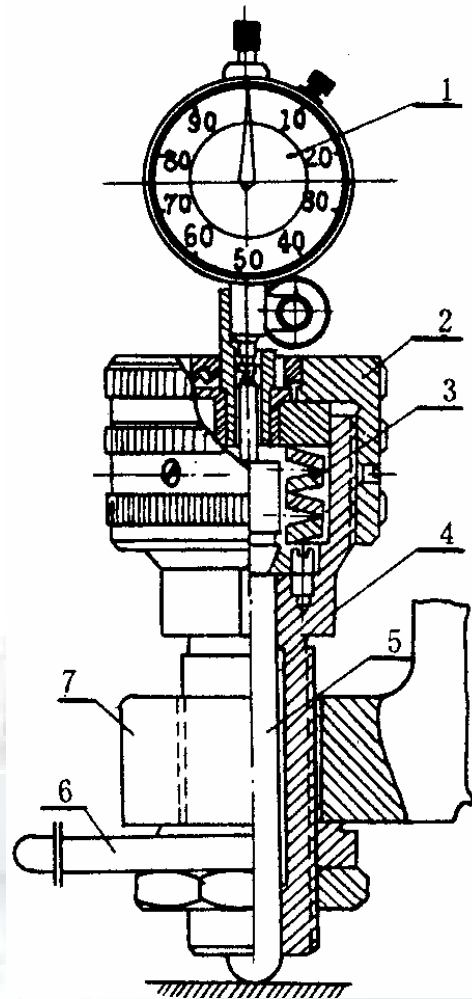


能动热能工程系

- (1)适用场合：
 - 校中时测量尚未紧固的中间轴承的垂直及水平负荷；
 - 测量尚未紧固的推力轴承或齿轮箱的负荷。
- (2)弹簧测力计的结构及测力原理
 - 有蝶形弹簧测力计及环形弹簧测力计两种，前者较常用，其结构见图
 - 测力时，将测力计装在中间轴承的螺栓孔内，并在测力计壳体下端拧上调力扳手。轴承的负荷作用在测力计壳体上，壳体通过一组蝶形弹簧与顶杆相连，顶杆下端支撑在轴承基座上，顶杆上端与紧固在壳体上的百分表量头接触。轴承上的负荷通过壳体使碟形弹簧压缩，弹簧变形度与轴承负荷大小成正比，而弹簧变形度可由百分表测出，即由预先标定的百分表读数，以确定轴承实际负荷大小。图3-60 测力计在轴承上安装
 - 1-测力计 2-软垫片 3-调节螺栓
- (3)测力计在轴承上安装
 - 用弹簧测力计测轴承负荷时，轴系已全部连接好，并用中间轴承支持，但轴承尚未与基座紧固。在每个中间轴承上对称地装两个测力计，在另外的两个螺栓孔中对称地装两个调节螺栓。测力时，用调节螺栓可调整轴承的位置，松开调节螺栓，则测力计承受轴承负荷。



弹簧测力计的结构及测力原理



- 1-百分表
- 2-压盖
- 3-蝶形弹簧组
- 4-壳体
- 5-顶杆
- 6-调力搬手
- 7-中间轴承



2007年5月16日星期三

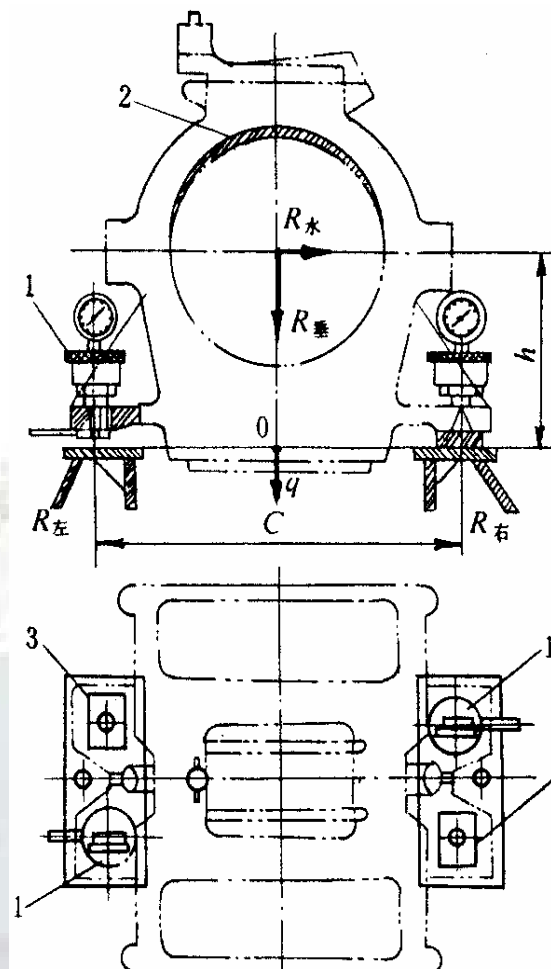
武汉理工大学



能动热能工程系

测力计在轴承上安装

- 用弹簧测力计测轴承负荷时，轴系已全部连接好，并用中间轴承支持，但轴承尚未与基座紧固。在每个中间轴承上对称地装两个测力计，在另外的两个螺栓孔中对称地装两个调节螺栓。测力时，用调节螺栓可调整轴承的位置，松开调节螺栓，则测力计承受轴承负荷。



1-测力计 2-软垫片 3-调节螺栓



软件演示



- SMPSC校中计算软件



2007年5月16日星期三

武汉理工大学