



## MTS 216系列扭转作动缸

用于电液伺服精确加载控制系统的重载、多用途扭转作动缸

be certain.

**MTS 216系列扭转作动缸**是应用于电液伺服闭合回路控制扭矩生成测试应用的**最佳选择之一**。该产品与MTS电液伺服阀、传感器产品配合使用，是进行材料、转轴、联轴器、驱动轴等需要扭转工作的样件力学性能评估的理想选择。



## 产品描述

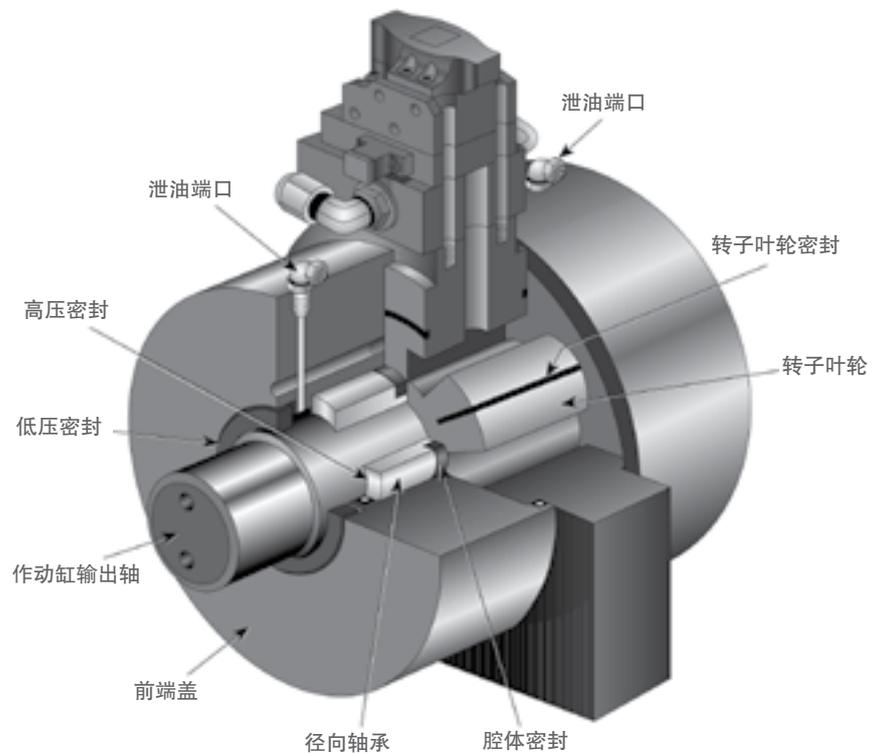
该作动缸采用双腔体叶轮设计，具有最大100°的满载荷旋转位移量，与反力支架、弹性支撑以及反力基础相匹配，可以快速改变试验配置，灵活适用于各类试验应用。该作动缸可配置几种不同的传感器，包括角位移传感器(ADT)，扭矩传感器以及压差传感器( $\Delta P$ )。

### 产品特性：

- » 动态扭矩范围22,597Nm~82,479Nm(200,000 lbf-in ~ 730,000 lbf-in)；
- » 重载轴承设计可承受较大的轴向力和径向力；
- » 精确的转子和腔体设计、加工，保证作动缸无死区和间隙；
- » 完整的作动缸总成产品线，可选不同类型的角位移传感器；
- » 兼容标准MTS伺服阀阀块的油口设计
- » 对称式双腔体叶轮设计，减少摩擦，提供连续100°的旋转位移输出；
- » 可选不同形式的作动缸安装与固定模块，适用于不同类型的测试场地和配置；
- » 弹性支撑产品有效减少轴向力和径向力带来的不利影响；

## 产品组成

- » **腔体密封** – 在作动缸体于端盖之间的密封防止液压油在转子叶轮密封之间流动
- » **径向轴承** – 精加工的径向轴承可以底稿较高的径向力和轴向力；
- » **前端盖** – 容纳作动缸密封、轴承以及泄油端口；
- » **作动缸输出轴** – 合金钢精密加工输出轴，包括可替换的叶轮；
- » **高压密封** – 低摩擦密封设计防止高压状态的液压油溢出作动缸；
- » **转子叶轮** – 带有非金属密封的螺栓连接转子叶轮设计
- » **转子叶轮密封** – 可替换的密封确保两个腔体之间尽量少的内泄露；
- » **低压密封** – U型低压密封和刮油环进一步防止液压油外溢，也防止污染物进入腔体；
- » **泄油端口** – 将存在于高压密封与轴承之间的高压油返回液压油源



典型216型扭转作动缸剖视图



MTS

**ROTARY ACTUATOR**  
CAUTION: DO NOT OPERATE AT EXCESSIVE PRESSURES OR SPEEDS.  
SEE INSTRUCTIONS FOR FULL OPERATING RANGE.  
SEE WARNING: ...

## 可选部件

MTS 216系列扭转作动缸产品总成包含了不同可选部件，在本页下图中所示由216型扭转作动缸组成的典型测试系统配置，每个组成部分的描述如下。

### 反力基座

采用反力基座有两个目的：(1) 精确加工的基座平面和导轨确保扭转作动缸位置与加载线对中；(2) 提供足够刚度的反力结构，特别是较高的抗扭转刚度。

### 法兰盘

法兰盘是用于连接样件或者弹性支撑的接口，通过双同心圆组合将样件或者弹性支撑安装于作动缸的转子轴之上。

### 弹性支撑

如果进行试验时样件直径较大并且角位移也比较大的时候，推荐在样件两端安装弹性支撑。如果施加的载荷超过了作动缸能够承受的极限，弹性支撑能够减少轴向力和径向力，保护样件或者作动缸不被意外破坏。

### 反力架

反力架需要紧固于反力基座或者客户提供的T型槽台之上，该反力架是安装于扭矩传感器的反力装置，反力架的选择需要根据所选择的扭矩传感器型号来确定。

### 扭矩传感器

扭矩传感器是进行精确扭矩控制的关键部件之一，对于MTS 扭矩传感器的详细信息，请联系MTS系统公司的业务代表了解详情。

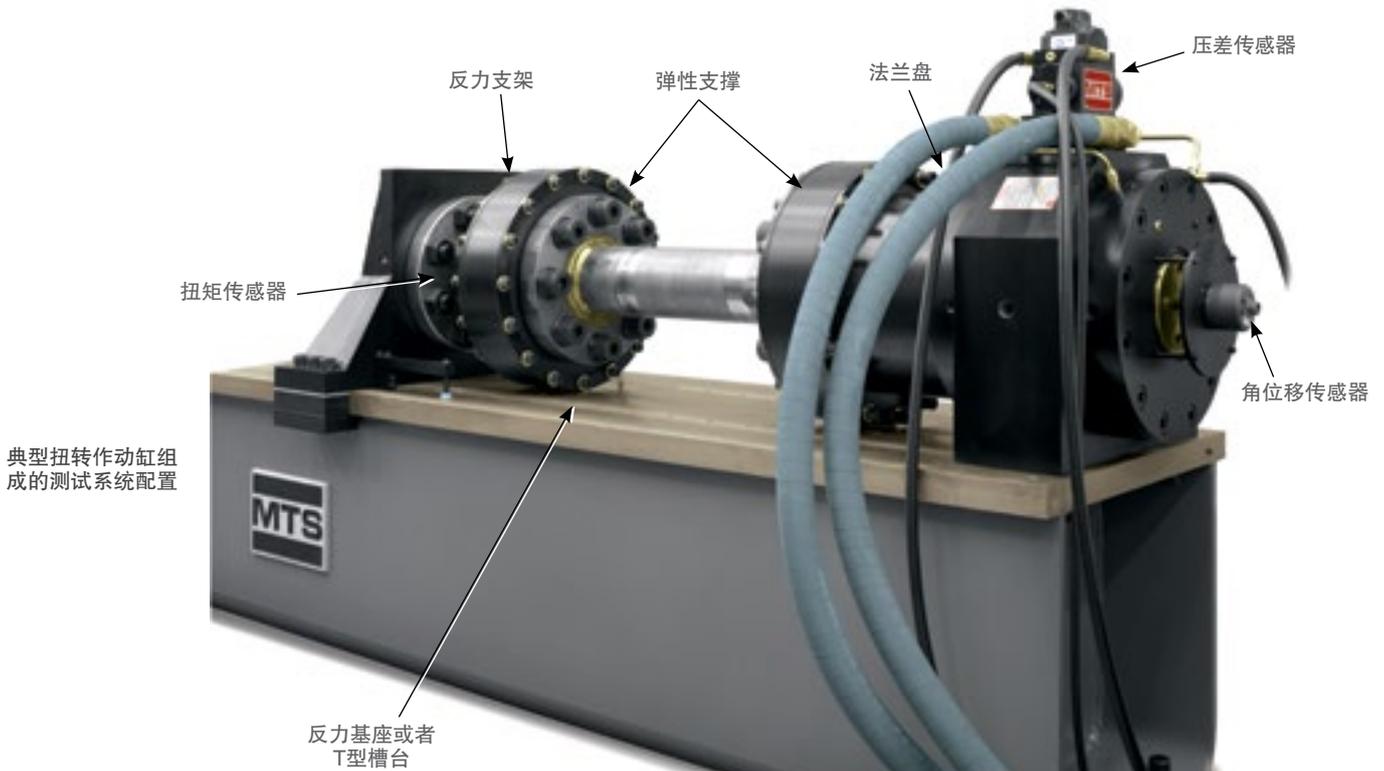
### 角位移传感器

在作动缸转子轴末端内置了角位移传感器，一般该角位移传感器是直流型传感器，感知转轴的旋转角度。该传感器不会引入额外的扭矩误差，产生的信号需要通过控制器的信号调理模块放大处理。也可以选择采用绝对值编码器作为位移反馈传感器。

### 压差传感器( $\Delta P$ )

压差传感器( $\Delta P$ )是单体双端口应变式压力传感器，根据使用的目的不同，压差传感器( $\Delta P$ )可以作为控制系统稳定反馈传感器或者作动缸的载荷反馈传感器。压差传感器( $\Delta P$ )通常直接安装于伺服阀阀块，实时监测作动缸两个腔体的压力差。更多关于MTS 压差传感器( $\Delta P$ )的详细信息，请联系MTS系统公司的业务代表了解详情。

5



## 参数规格

MTS 216型扭转作动缸只有三种型号，在表1中，列出了作动缸的主要性能参数，下页表2中，列出了作动缸的主要外形参数。相应的表格中给出了作动

缸的选型规格。括号中的字符表示相应参数需要在试验设置计算时引用。请参考第11页的“试验配置指南”部分。

表1 作动缸性能参数

型号	动态扭矩*		排量	
	lbf-in.	N-m	in. <sup>3</sup> /rad	cm <sup>3</sup> /rad
216.10	200,000	22,600	70	1,147
216.20	397,000	44,900	137	2,245
216.30	730,000	82,500	252	4,130

型号	最大轴向力*		前端盖最大承载(W)		最大径向力† (P)	
	kip	kN	kip	kN	kip	kN
216.10	3.8	16.9	12.7	56.5	5.7	25.4
216.20	7.2	32.0	17.6	78.3	7.7	34.3
216.30	15.0	66.7	28.8	128.1	13.1	58.3

型号	叶轮止档处允许的最大速度††		转动惯量		密封动态摩擦**	
	英制 rad/sec	公制 rad/sec	lbf-in. <sup>2</sup>	kg-m <sup>2</sup>	lbf-in.	N-m
216.10	$w = \frac{867}{\sqrt{J}}$	$w = \frac{1486}{\sqrt{J}}$	725	0.212	2,500	282.5
216.20	$w = \frac{1166}{\sqrt{J}}$	$w = \frac{19.95}{\sqrt{J}}$	2,180	0.637	4,500	508.4
216.30	$w = \frac{1580}{\sqrt{J}}$	$w = \frac{27.02}{\sqrt{J}}$	6,350	1.858	8,500	960.4

\* 额定动态载荷在压差为20MPa(2900psi)条件下工作；

† 作用于输出轴端部，并且弯矩(M)值为0；

†† 如果预计会超过此数值，则在作动缸内部或者外部需要增加缓冲，请联系MTS系统公司的业务代表了解详情；

‡ w为转速，单位为rad/s，J或者I表示惯量，单位为lbf-in<sup>2</sup>或者kg-m<sup>2</sup>，包括作动缸转轴、法兰、弹性支撑以及1/2被测对象质量(Ipm为磅值质量)；

‡‡ 在10.5MPa(1,500psi)压差条件下测定的平均值；

上述参数规格发生变化恕不另行通知，若有疑问请联系MTS系统公司的业务代表予以确认。

表2 作动缸外形尺寸

型号	自重		A		B		C	
	lb	kg	in.	mm	in.	mm	in.	mm
216.10	750	340	5.118	130.0	14.00	356	16.00	406
216.20	1300	590	6.299	160.0	17.75	451	20.00	508
216.30	2700	1230	7.874	200.0	22.00	559	27.00	686

7

型号	D		E		F		G	
	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm
216.10	6.86	174	2.62	76	6.50	165	12.00	304.8
216.20	7.55	186	2.87	82	8.00	203	16.00	406.4
216.30	8.26	210	4.14	105	8.50	216	23.00	584.2

型号	H		I	J		s		u*	
	in.	mm		in.	mm	in.	mm	in.	mm
216.10	4.50	114.3	3/4 - 10	2.00	50.8	7.35	186.7	9.12	231.6
216.20	5.00	127.0	1-8	2.25	57.2	8.30	210.8	10.75	273.0
216.30	6.00	152.4	1-8	2.25	57.2	10.00	254.0	12.00	304.8

\* 不包含样件连接附件。

上述参数规格发生变化恕不另行通知，若有疑问请联系MTS系统公司的业务代表予以确认。

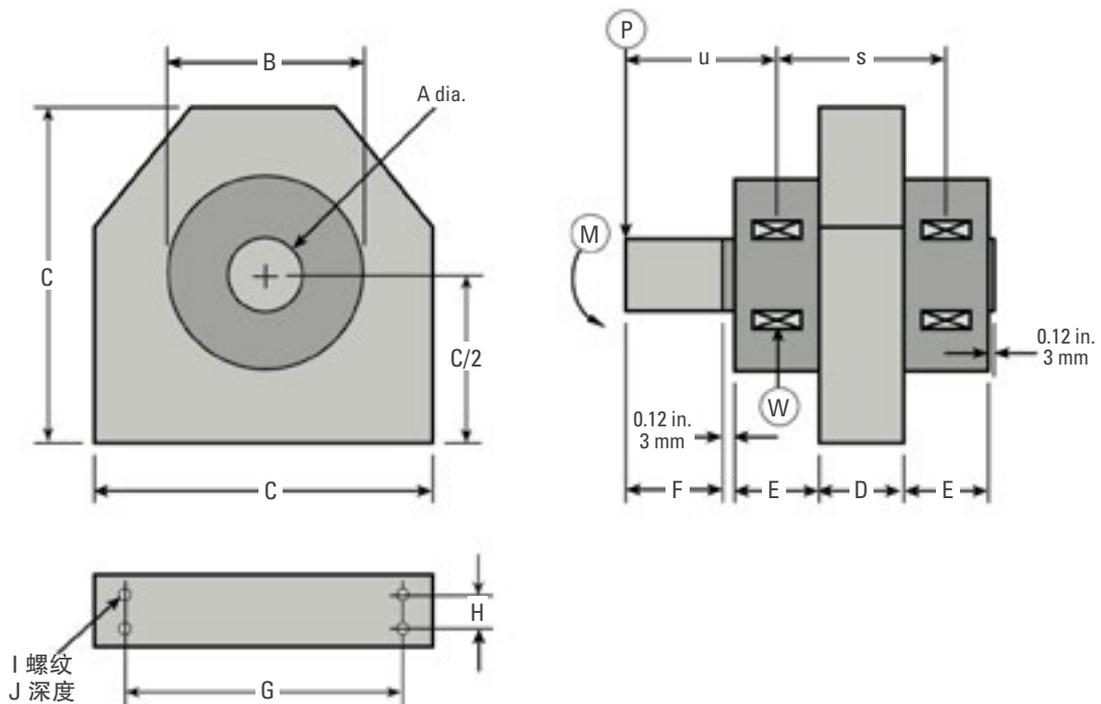


表3 弹性支撑外形尺寸以及性能参数

型号	A		B		C		D	
	lb	kg	in.	mm	in.	mm	in.	mm
216.10	13.00	330.2	14.25	361.9	15.75	400.0	4.05	102.9
216.20	15.00	381.0	17.25	438.1	19.75	501.6	5.22	132.6
216.30	17.00	431.8	21.25	539.7	23.75	603.2	5.46	138.7

型号	E		F	G		最大轴向力*	
	in.	mm	in.-Thd	in.	mm	lbf	N
216.10	0.80	20.3	1-8	11.00	279.4	1,700	7,500
216.20	1.01	25.6	1 1/2 - 6	12.00	304.8	2,000	8,900
216.30	1.01	25.6	1 1/2 - 6	14.00	355.6	1,800	8,000

型号	最大变形		最大弯矩*( $M_{F1}$ )	最大角变形( $\theta_{F1}$ )		转动惯量	
	in.	mm	lbf-in.	Nm	Radians	lbf-in <sup>2</sup>	kg-m <sup>2</sup>
216.10	0.05	1.3	5,000	560	0.002	3,338	0.98
216.20	0.13	3.3	6,600	750	0.005	10,296	3.01
216.30	0.39	9.9	8,000	900	0.017	21,112	6.18

\* 最大轴向力和最大弯矩两个参数互斥，如果通过校核计算估计弯矩达到许用最大值的75%，则此时允许的最大轴向力不能超过最大值的25%。  
 上述参数规格发生变化恕不另行通知，若有疑问请联系MTS系统公司的业务代表予以确认。

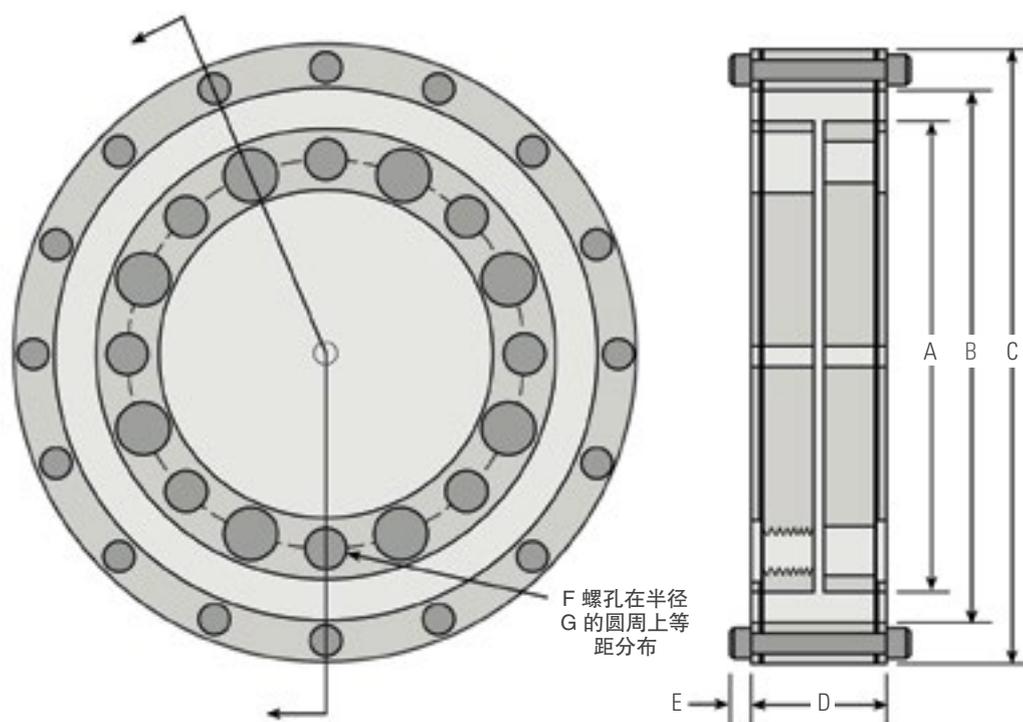


表4 法兰盘外形尺寸与性能参数

型号	A		B		C		D	E	
	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.-Thd	in.	mm
216.10	5.118	130.0	14.00	355.6	6.25	158.7	1-8	3.25	82.5
216.20	6.299	158.2	15.00	381.0	7.62	193.5	1 1/2 - 6	4.00	101.6
216.30	7.874	200.0	17.00	431.8	8.25	209.5	1 1/2 - 6	4.00	101.6

型号	F		G		H		转动惯量	
	in.	mm	in.	mm	in.	mm	lbm-in. <sup>2</sup>	kg-m <sup>2</sup>
216.10	1.031	26.2	1.00	25	11.00	279.4	6,550	1.92
216.20	1.531	38.9	1.00	25	12.00	304.8	10,400	3.04
216.30	1.531	38.9	1.00	25	14.00	355.6	18,300	5.35

上述参数规格发生变化恕不另行通知，若有疑问请联系MTS系统公司的业务代表予以确认。

9

表5 反力基座外形尺寸与性能参数

型号	长		宽		高		最大空间*		自重		扭转刚度† (K <sub>t</sub> )	
	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	lb	kg	lbf-in./rad	N-m/rad
216.10	120	3048	24	610	26	660	75.3	1913	2000	1200	0.66 x 10 <sup>9</sup>	0.075 x 10 <sup>9</sup>
216.20	120	3048	27	686	29	737	67.5	1714	3600	1600	1.40 x 10 <sup>9</sup>	0.160 x 10 <sup>9</sup>
216.30	120	3048	32	813	34	864	60.5	1537	5700	2600	2.80 x 10 <sup>9</sup>	0.320 x 10 <sup>9</sup>

\* 此处最大空间指作动缸输出轴法兰盘端面至扭矩传感器端面之间的距离，注意，此时不安装弹性支撑，扭矩传感器安装于MTS供货的反力支架之上；  
 † 表征整体长度方向的反力基座扭转刚度值，如果将反力支架和作动缸之间的距离缩短，则扭转刚度会适当提升；

上述参数规格发生变化恕不另行通知，若有疑问请联系MTS系统公司的业务代表予以确认。

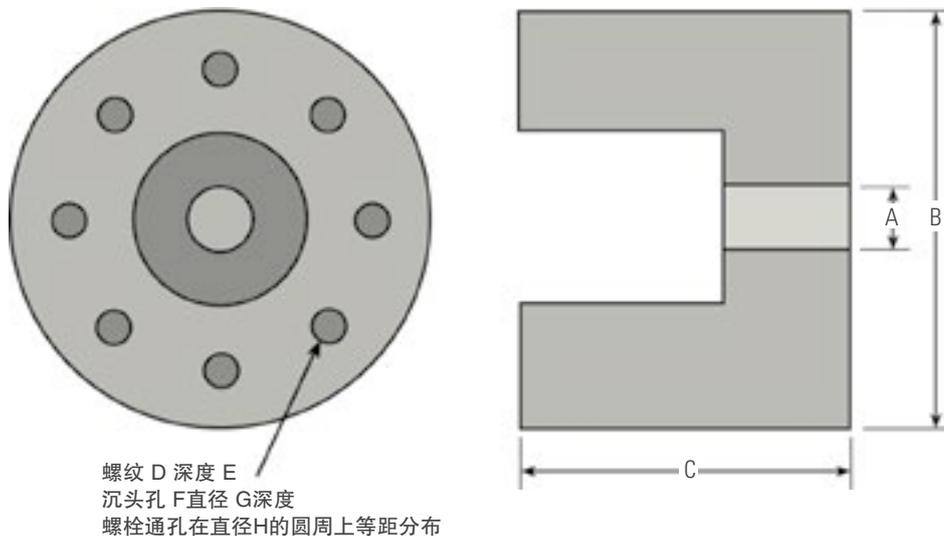


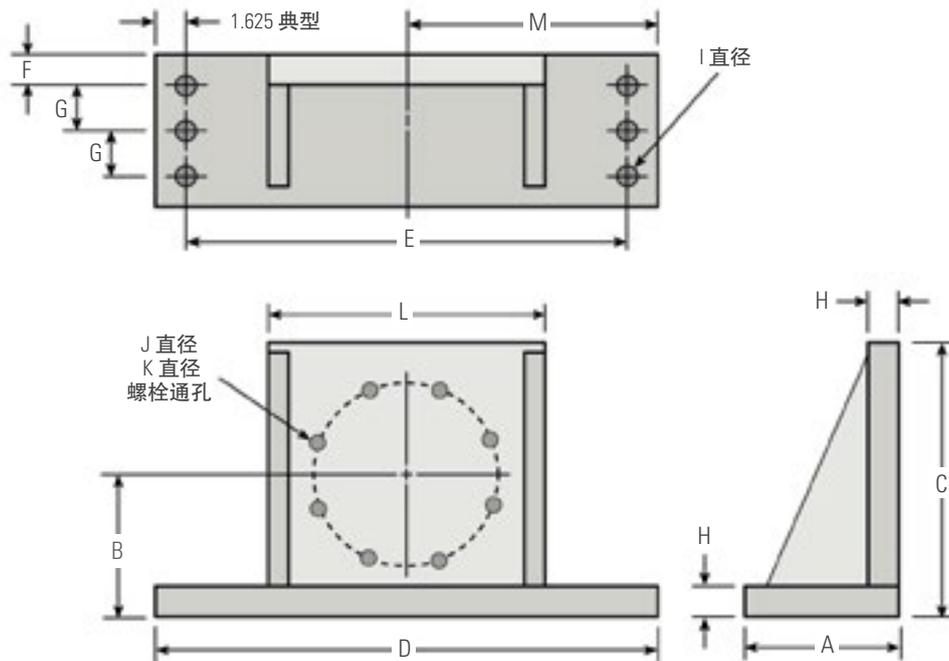
表6 反力支架外形尺寸

型号	A		B		C		D	
	lb	kg	in.	mm	in.	mm	in.	mm
216.10	7.00	177.8	8.00	203.2	16.00	406.4	29.25	742.9
216.20	8.00	203.2	10.00	254.0	20.00	508.0	32.25	819.1
216.30	9.00	228.6	13.50	342.9	27.00	685.8	37.25	946.1

型号	E		F		G		H	
	lb	kg	in.	mm	in.	mm	in.	mm
216.10	26.00	660.4	1.50	38.1	2.00	50.8	1.50	38.1
216.20	29.00	736.6	2.00	50.8	2.00	50.8	2.00	50.8
216.30	34.00	863.6	2.50	63.5	2.00	50.8	2.00	50.8

型号	I		J		K		L		M	
	lb	kg	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm
216.10	1.031	26.2	1.062	27.0	11.00	279.4	16.00	406.4	14.50	368.3
216.20	1.031	26.2	1.562	39.7	12.00	304.8	18.00	457.2	16.00	406.4
216.30	1.031	26.2	1.516	38.5	14.00	355.6	26.00	660.4	18.50	469.9

上述参数规格发生变化恕不另行通知，若有疑问请联系MTS系统公司的业务代表予以确认。



## 试验配置指南

在利用MTS 216型扭转作动缸开展试验之前，需要考虑一些试验配置方面的问题，并且进行一定的估算。在这里，将给出几个算例帮助用户来确定正确的作动缸选型和系统配置。

在试验运行的过程中，不可避免地会产生轴向力和径向力，一般来说，下列因素是产生相应载荷的原因：

- » 扭转试验过程中样件的外形尺寸发生了变化，例如伸长或者缩短；
- » 由于温度效应，样件的外形尺寸发生了变化；
- » 样件初始安装时对中不佳；
- » 反力基座或者T型槽台存在扭曲变形；
- » 样件失效出现了永久变形

## 轴向力

在前面表1中列出了每个型号的作动缸所允许的最大轴向力。作用在扭转作动缸输出轴的载荷可能由很多种因素所引起，这里并不讨论如何找到这些因素并解决相应的问题，而是要讨论如何估算是否在试验过程中存在超过最大许用轴向力的情况，如果存在，则需要尽量减少轴向力。一种办法，就是安装弹性支撑。

比如，在温度效应影响下的金属样件尺寸变形。假设一个钢材质的主轴试验件，直径25.4mm(1inch)，长度1270mm(50inch)，样件升温22°C(40°F)时，就要膨胀伸长0.305mm(0.012inch)。如果此样件安装于由216型扭转作动缸构成的测试系统中，则此样件的热膨胀将会产生大约26.7kN(6000lbf)的轴向力，这个轴向力会直接作用于轴承。如果需要让轴向力不超过作动缸所能承受的最大极值，最好的办法就是在加载线上安装弹性支撑。

请参考表3所列的参数，然后根据下面的公式进行估算：

$$\frac{\text{最大轴向力}}{\text{最大变形}} = \text{弹性支撑的刚度}$$

弹性支撑的刚度与样件的变形量的乘积就是作用在作动缸轴承上的轴向力。一定要确保这个轴向力不超过表1所列出的最大轴向力许用值。

## 径向力

如果样件安装时对中做的不好，或者反力基座刚度不够强存在一定的扭曲变形，则会在产生轴向力的同时产生径向力。假设，被测样件比较软，例如橡胶材质的样件，则此时能够产生的径向力相对就比较小。样件容易扭曲变形，由于基座扭曲变形产生的反作用力也比较小。

然而，如果样件是刚度比较好的那种金属材质，则产生的径向力就会比较大，这个径向力会作用在样件本身、作动缸轴承以及扭矩传感器之上。此时，一定要使用弹性支撑来有效降低径向力不超过作动缸的许用值。

## 算数术语的定义

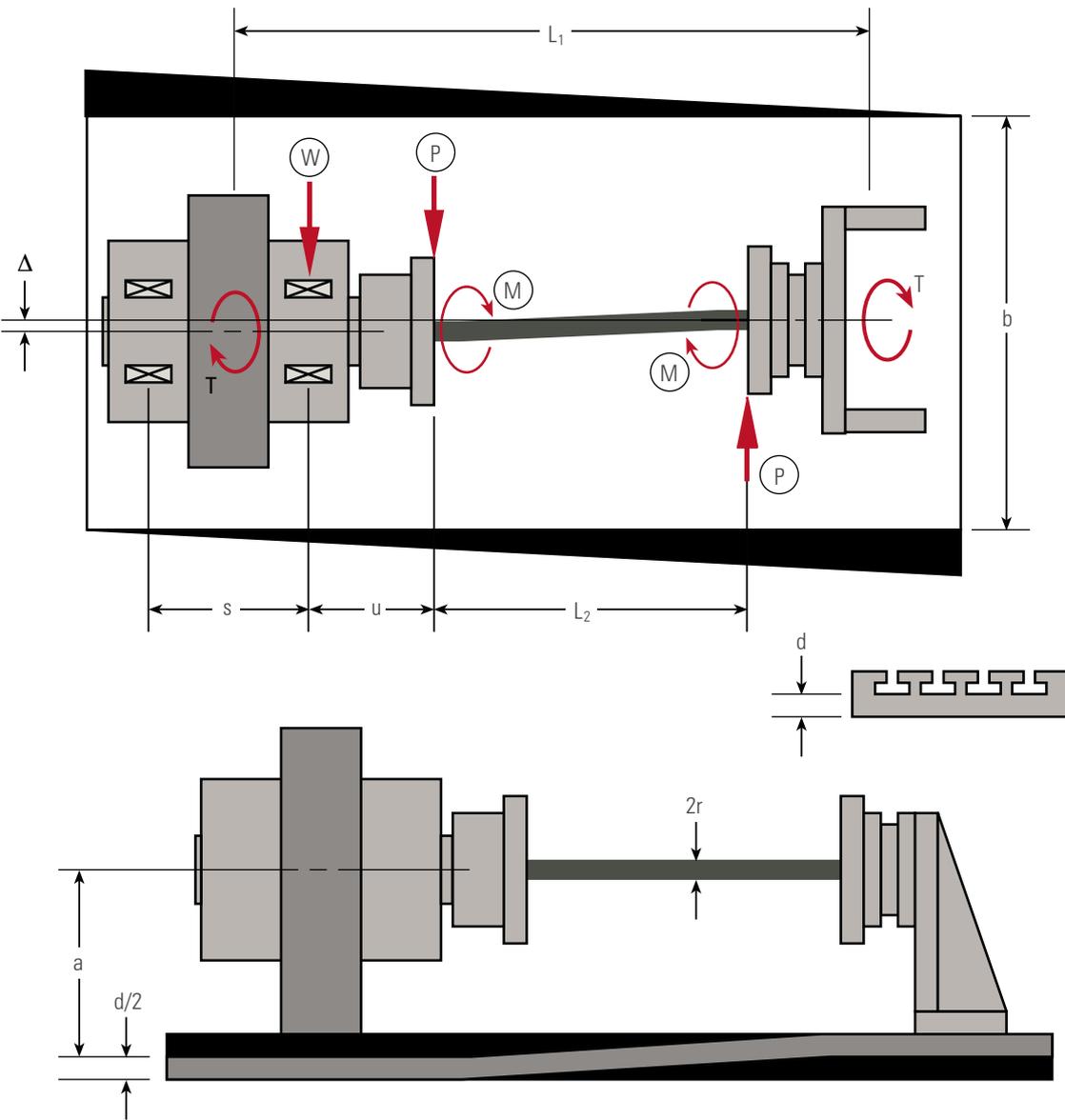
本小节列出后面算例所用到的算数术语，按照字母排序，并且给出公制和英制计量单位。

表7 算数术语

术语	定义
a	= 作动缸主轴中心线与反力基座实体中心线之间的距离(mm)(in.)
b	= 反力基座的宽度(mm)(in.)
d	= 反力基座的厚度(mm)(in.) 只考虑基座实体部分的厚度，不考虑T型槽的深度
$E_s$	= 反力基座或者T型槽台的剪切模量(N/m <sup>2</sup> )(lb/in. <sup>2</sup> )
E	= 反力基座或者T型槽台的拉伸模量(N/m <sup>2</sup> )(lb/in. <sup>2</sup> )
I	= 对于实心圆的面积转动惯量( $\pi r^4/4$ ), (mm <sup>4</sup> ) (in. <sup>4</sup> )
$K_1$	= 薄平板的扭曲刚度(Nm/rad)(lbf-in./rad)
$K_2$	= 实心柱状样件的水平刚度(kN/mm)(lbf/in.)
$K_{F_1}$	= 作动缸和反力支架的水平扭转刚度(Nm/rad)(lbf-in./rad)
$K_{F_2}$	= 弹性支撑的水平刚度(Nm/rad)(lbf-in./rad)
$L_1$	= 反力基座或者T型槽台扭曲变形部分的长度(mm)(in.)
$L_2$	= 样件的长度(mm)(in.) 不包含样件过渡件部分，除非过渡件部分的刚度与样件相同甚至高于样件
M	= 样件的弯矩(Nm)(lbf-in.)
$M_1$	= 安装弹性支撑后样件的弯矩(Nm)(lbf-in.)
$M_{F_1}$	= 弹性支撑部水平向最大弯矩(Nm)(lbf-in.)
P	= 作用在样件和作动缸上的径向力(N)(lbf)
r	= 样件的半径(mm)(in.)
s	= 前后轴承之间的间距(mm)(in.)
$S_B$	= 由于基座变形产生的样件弯曲应力(N/m <sup>2</sup> )(psi)
T	= 施加的扭矩(Nm)(lbf-in.)
u	= 从前轴承到样件的距离(mm)(in.)如果样件过渡件的刚度不如样件，则需要包含过渡件
W	= 作用于前轴承的载荷(kN)(lbf)
$\Delta$	= 由于基座或者T型槽台扭曲变形产生的作动缸与反力支架之间的偏心距(mm)(in.)
$\theta$	= 作动缸和反力支架的扭转变形(rad)
$\theta_{F_1}$	= 弹性支撑最大水平向角度变形量(rad)

## 不采用弹性支撑时的径向力计算示例

如果在进行试验时没有使用弹性支撑，则进行试验设计时一定要仔细校核计算径向力的大小。径向力一般由于反力基座或者T型槽台的扭曲变形所引起，根据下面的计算过程来确定径向力的极值，如果最大径向力超过了作动缸本身的许用值，则需要在加载线上使用一些额外的部件来抵消过大的径向力。



由于基座扭曲变形所产生的作动缸和样件载荷(不包含轴向力)

## 计算示例

前页图示了跟本示例相关的载荷与位置，请参考表1和表2获取216.10型扭转作动缸的相关参数，例如外形尺寸、性能指标等。

下面的计算过程仅是举例，如果在特定试验配置时，一定要用符合实际试验条件的参数指标来完成校核计算。

本示例使用下列参数：

a = 280mm – 作动缸主轴中心线与反力基座实体中心线之间的距离

b = 500mm – 反力基座的宽度

d = 150mm – 反力基座的厚度

L<sub>1</sub> = 1250mm – 反力基座或者T型槽台扭曲变形部分的长度

L<sub>2</sub> = 250mm – 样件的长度

r = 45mm – 样件的半径

s = 186.7mm – 前后轴承之间的间距

T = 16,950Nm – 施加的扭矩

u = 231.6mm – 从前轴承到样件的距离

E<sub>s</sub> = 83GPa – 反力基座或者T型槽台的剪切模量

1. 根据下列公式计算由于反力基座扭曲所引起的径向力：

$$P = \frac{\frac{K_2}{K_1} aT}{1 + \frac{K_2}{K_1} a^2}$$

K<sub>1</sub>和K<sub>2</sub>可利用下面的公式计算得出：

A. 如果试验配置采用了MTS供货的反力基座，则根据表5查找对应的K<sub>1</sub>值，否则，则需要根据下面的公式计算出相应基座的扭曲刚度

$$K_1 = \frac{E_s [0.333 - (0.21 \times \frac{d}{b})] bd^3}{L_1}$$

$$\begin{aligned} \text{于是: } K_1 &= \frac{83 \times 10^9 \times [0.333 - (0.21 \times \frac{0.150}{0.500})] \times 0.500 \times (0.150)^3}{1.250} \\ &= 30.25 \times 10^6 \text{ Nm/rad} \end{aligned}$$

\* 这里的 $[0.333 - (0.21 \times \frac{d}{b})]$ 用于替代J(极坐标转动惯量)，表征为由于基座扭曲变形而产生的转动

B. 计算K<sub>2</sub>值，样件为实心长棒状样件，其水平刚度可根据下面的公式计算得出

$$K_2 = \frac{12 EI}{L_2^3}$$

其中： E = 210GPa

$$I = \frac{\pi r^4}{4}$$

r = 45mm

L<sub>2</sub> = 250mm

$$\begin{aligned} \text{于是: } K_2 &= \frac{12 \times 210 \times 10^9 \times \frac{\pi(0.045)^4}{4}}{(0.250)^3} \\ &= 519.421 \times 10^6 \text{ N/m} \end{aligned}$$

C. 现在可以根据计算得出的K<sub>1</sub>和K<sub>2</sub>来计算得出最初的公式，计算得出径向力P：

$$P = \frac{\frac{K_2}{K_1} aT}{1 + \frac{K_2}{K_1} a^2}$$

其中： a = 280mm

T = 16950Nm

$$\begin{aligned} \text{于是: } P &= \frac{\frac{519.421 \times 10^6}{30.25 \times 10^6} \times 0.280 \times 16950}{1 + \frac{519.421 \times 10^6}{30.25 \times 10^6} \times (0.280)^2} \\ &= \frac{81493.291}{2.3462} = 34,734.13\text{N} \end{aligned}$$

这里得出的径向力34734.13N就是由于基座变形而产生直接作用于作动缸上的载荷。

2. 根据下面的公式计算得出样件的弯矩：

$$M = \frac{PL_2}{2}$$

$$\text{于是: } M = \frac{34734.13 \times 0.250}{2} = 4,341.77\text{Nm}$$

这里得出的弯矩4341.77Nm将作用于作动缸输出轴和样件之上。

3. 根据下面的公式计算得出作用在前轴承上的载荷(W):

$$W = P \left[ 1 + \frac{u}{s} \right] + \frac{M}{s}$$

利用之前计算得出的P和M值以及示例的其余参数，代入公式即可计算得出作用在前轴承上的载荷(W):

$$s = 186.7\text{mm}$$

$$u = 231.6\text{mm}$$

$$W = 7,234.873 \left[ 1 + \frac{0.2316}{0.1867} \right] + \frac{4341.77}{0.1867} = 101,077\text{N}$$

4. 将上述计算得出的结果与表1中所列的参数进行比较。

在本示例中，所选取的216.10型扭转作动缸轴承所能承受的最大载荷为56.5kN，但是计算得出的载荷已经是101,077N，很明显已经超出了作动缸轴承所能承受的最大载荷。如果在此载荷条件下开展试验，会加剧作动缸的磨损，影响其使用寿命，同时，也会影响试验的准确度，对样件造成不正确的应力破坏。

5. 根据下面的公式计算得出由于基座扭曲变形给样件带来的应力( $S_B$ ):

$$S_B = \frac{Mr}{I}$$

其中:  $I = \frac{\pi r^4}{4}$

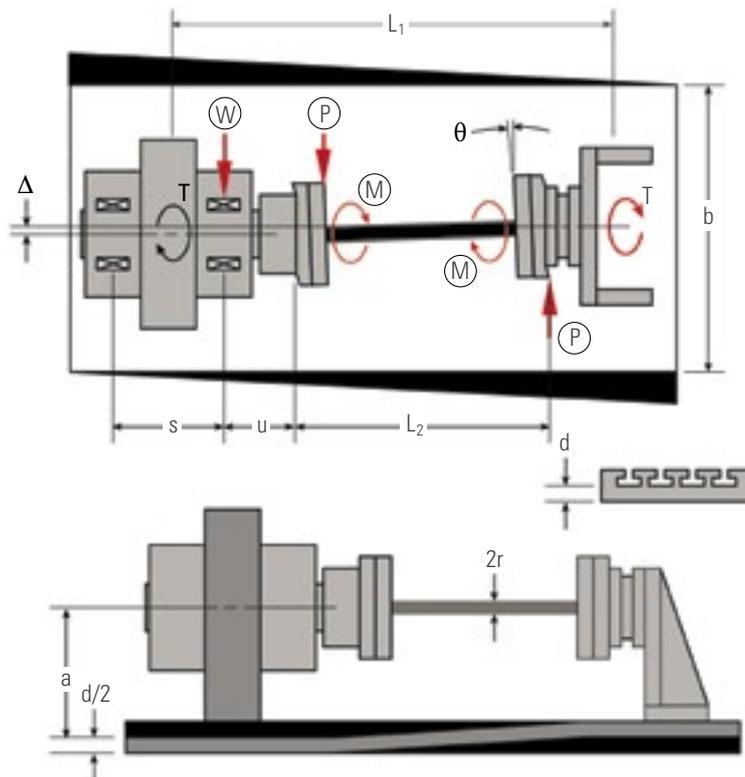
$$= \frac{\pi (0.045)^4}{4} = 3.22 \times 10^{-6} \text{m}^4$$

于是:  $S_B = \frac{4341.77 \times 0.045}{3.22 \times 10^{-6}} = 60.68 \text{MPa}$

这里计算得出的60.68MPa就是由于基座扭曲变形给样件带来的额外应力，在扭转试验过程中，从基座产生的应力应不存在，或者很小接近于零。在本示例中，由于基座变形产生了如此高的应力水平，会使试验结果失真，造成样件早期损坏。所以，必须使用弹性支撑以及选择更高刚度的基座，来避免这种现象的发生。

### 使用弹性支撑时的径向力计算示例

根据前面的计算示例得出的结论就是必须在试验配置中增加弹性支撑来有效减少径向力。接下来的计算示例则显示所选择的弹性支撑能够满足要求，并且，这里的公式也给出了如何确定在使用弹性支撑时作用在样件的应力水平。



在样件两端安装弹性支撑时的加载线

## 计算示例

下面的算例继承之前算例的结果，前页图示了相关载荷和尺寸所处的位置，而关于216.10型作动缸的外形尺寸和承载能力等，请参阅表1和表2中所列出的数据。

本示例使用下列参数：

$a = 280\text{mm}$  – 作动缸主轴中心线与反力基座实体中心线之间的距离

$K_1 = 30.25 \times 10^6 \text{Nm/rad}$  – 基座的扭曲刚度

$L_1 = 1250\text{mm}$  – 反力基座或者T型槽台扭曲变形部分的长度

$L_2 = 450\text{mm}$  – 样件的长度，包括过渡件以及弹性支撑

$M_{F1} = 565\text{Nm}$  – 弹性支撑能够承受的最大水平弯矩

$\theta_{F1} = 0.002 \text{ rad}$  – 弹性支撑最大的偏转角度

$s = 186.7\text{mm}$  – 前后轴承之间的间距

$T = 16,950\text{Nm}$  – 施加的扭矩

$u = 231.6\text{mm}$  – 从前轴承到样件的距离

1. 计算作动缸与反力架之间的相对位移量( $\Delta$ )，该位移量由基座的扭曲变形所引起，计算公式如下

$$\Delta = \frac{Ta}{K_1}$$

其中： $a = 280\text{mm}$

$$K_1 = 30.25 \times 10^6 \text{ Nm/rad}$$

$$T = 16,950\text{Nm}$$

于是： $\Delta = \frac{16950 \times 0.280}{30.25 \times 10^6} = 0.157\text{mm}$

2. 根据下面的公式计算得出弹性支撑的偏转角度：

$$\theta = \frac{\Delta}{L_2}$$

其中： $L_2 = 450\text{mm}$

于是： $\theta = \frac{0.157}{450} = 0.000349\text{rad}$

3. 将上述计算得到的结果( $\theta = 0.000349\text{rad}$ )与弹性支撑所能够承受的最大角变形量( $\theta_{F1} = 0.002\text{rad}$ )进行比较，以确定弹性支撑是否能够满足试验需求。

$$\theta < \theta_{F1}$$

在本示例中，预计产生的偏转角度小于弹性支撑所允许的最大角变形，因此，弹性支撑可以适用试验设置。如果计算得出的结果是相反的结论，则弹性支撑必须提供更高的偏转角变形能力，请联系MTS系统公司的工程师予以协助。

4. 根据下面的公式计算弹性支撑的水平刚度( $K_{F1}$ ):

$$K_{F1} = \frac{M_{F1}}{\theta_{F1}}$$

其中： $M_{F1} = 565\text{Nm}$   
 $\theta_{F1} = 0.002\text{rad}$

于是： $K_{F1} = \frac{565}{0.002} = 282,500 \text{ Nm/rad}$

5. 根据下面的公式计算得出当前情况下对样件产生的弯矩( $M_1$ )

$$M_1 = K_{F1}\theta = 282500 \times 0.000349 = 98.6\text{Nm}$$

6. 根据下面的公式计算得出作用在扭转作动缸前轴承上的载荷：

$$W = P \left[ 1 + \frac{u}{s} \right] + \frac{M_1}{s}$$

其中： $P = \frac{2M_1}{L_1} = \frac{2 \times 98.6}{0.450} = 438.2\text{N}$

$$s = 186.7\text{mm}$$

$$u = 231.6\text{mm}$$

$$L_2 = 450\text{mm}$$

$$M_1 = 98.6\text{Nm}$$

于是： $W = 438.2 \times \left[ 1 + \frac{0.2316}{0.1867} \right] + \frac{98.6}{0.1867} = 1,510\text{N}$

7. 根据下面的公式计算得出由于基座扭曲变形给样件带来的应力( $S_B$ ):

$$S_B = \frac{M_1 r}{I}$$

其中： $M_1 = 98.6\text{Nm}$

$$r = 45\text{mm}$$

$$I = 3.22 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

那么： $S_B = \frac{98.6 \times 0.045}{3.22 \times 10^{-6}} = 1.38\text{MPa}$

## 转动惯量

本节将介绍如何计算利用216扭转作动缸进行试验时的整体转动惯量，这个整体的转动惯量包括了作动缸本身、样件以及其他某些设备。如果计算得出的整体转动惯量值超过了推荐允许使用的范围，则可能在进行试验的过程中，转子叶轮会撞击到腔体的止档，法兰盘可能会从作动缸转轴上脱落或者引起作动缸其他部件的损坏。

计算整体转动惯量( $J_T$ )的目的就是评估作动缸内置的叶轮止档是不是能够满足试验的需求。整体转动惯量( $J_T$ )包括了作动缸本身、样件、法兰盘、弹性支撑等所有部件的转动惯量。

根据表8中所列的数值查找各个部件的转动惯量，而根据表9所列数值来确定不同的伺服阀和作动缸组合情况下，所许用的最大转动惯量值。下面的计算过程用于确定整体转动惯量

### 转动惯量的计算

1. 根据下面的公式可计算得出整体转动惯量：

$$J_T = J_R + J_F + J_D + J_S$$

**其中：**  
 $J_R$  = 表示作动缸的转动惯量  
 $J_F$  = 表示法兰盘的转动惯量  
 $J_D$  = 表示弹性支撑的转动惯量  
 $J_S$  = 表示在第二步计算得出的样件的转动惯量

2. 根据下列步骤A、B、C计算 $J_S$ ，这时还需要根据样件形式来选择不同的公式。请根据第18页的信息来确定具体的样件形式，这里 $m$ 为样件的质量。

A. 如果样件是实心棒状，可以根据下面的公式计算得 $J_S$ ：

$$J_S = \frac{1}{2}mr^2$$

**其中：**  
 $m = \pi r^2 L \rho$   
 $L$  = 表示样件长度  
 $\rho$  = 表示样件的密度

B. 如果样件是中空棒状，可以根据下面的公式计算得出 $J_S$ ：

$$J_S = \frac{1}{2m} (r_0^2 + r_1^2)$$

**其中：**  
 $m = \pi (r_0^2 + r_1^2) L \rho$   
 $L$  = 表示样件长度  
 $\rho$  = 表示样件的密度

C. 如果样件是偏心质量，可以根据下面的公式计算得出 $J_S$ ：

$$J_S = mr^2$$

表8 作动缸部件的转动惯量

型号	缸体转动惯量( $J_R$ )		法兰盘转动惯量( $J_F$ )		弹性支撑转动惯量( $J_D$ )	
	lbm-in. <sup>2</sup>	kg-m <sup>2</sup>	lbm-in. <sup>2</sup>	kg-m <sup>2</sup>	lbm-in. <sup>2</sup>	kg-m <sup>2</sup>
216.10	725	2.12	6,500	1.92	2,700	0.79
216.20	2,180	6.37	10,400	3.04	7,900	2.30
216.30	6,350	18.43	18,300	5.35	14,300	4.20

3. 在计算完整体转动惯量( $J_T$ )，需要与表9中所列出的最大许用转动惯量数值进行比较。如果计算得出的完整体转动惯量( $J_T$ )超过了表格所列的最大许用数值，则需要采取额外的步骤来控制作动缸的动作或者限制液压压力。请联系MTS系统公司的业务代表了解详情。

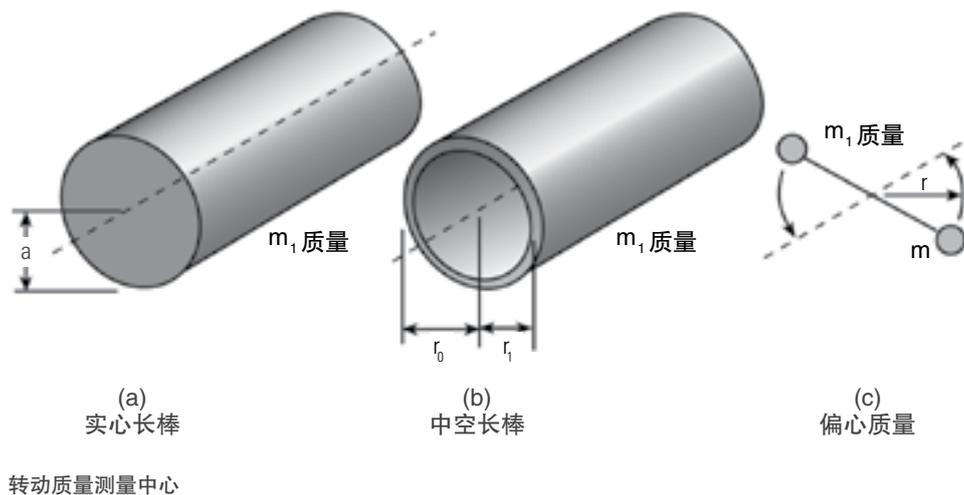


表9 标准配置作动缸转子腔体止档所允许的最大转动惯量(J)

英制

型号	伺服阀流量		最大转动惯量许用值( $J_T$ )		
	额定(gpm)	峰值*(gpm)	216.10	216.20	216.30
252.25	15	26	367,592	2,546,602	15,821,000
252.31	25	43	134,392	931,045	5,784,381
252.32	40	70	50,712	351,327	2,182,718
252.33	60	103	23,422	162,268	1,008,136
256.05	50	87	32,830	227,441	1,413,042
256.09	90	156	10,210	70,738	439,458
256.18	180	311	2,569	17,798	110,579

公制

型号	伺服阀流量		最大转动惯量许用值( $J_T$ )		
	额定(lpm)	峰值*(gpm)	216.10	216.20	216.30
252.25	56.77	98.40	70.11	443.95	1854.42
252.31	94.62	162.75	25.63	162.31	677.98
252.32	151.39	264.94	9.67	61.25	255.83
252.33	227.09	389.83	4.47	28.29	118.16
256.05	189.24	329.28	6.26	39.65	165.62
256.09	340.63	590.43	1.95	12.33	51.51
256.18	681.26	1177.07	0.49	3.10	12.96

\*\* 峰值伺服阀流量压差( $\Delta P$ )为21MPa(3000psi)，如果降低了工作压力则根据公式来计算峰值流量 $Q_{peak} = Q_{rated} \sqrt{\frac{\Delta P}{7}}$ 。  
峰值流量降低之后可以适度增加可接受的转动惯量值(J)。

## 订货信息

MTS 216系列扭转作动缸总成包含作动缸本体、角位移传感器、伺服阀阀块(适用标准MTS 256伺服阀)、法兰盘以及一组弹性支撑。其余可选的部件包括:

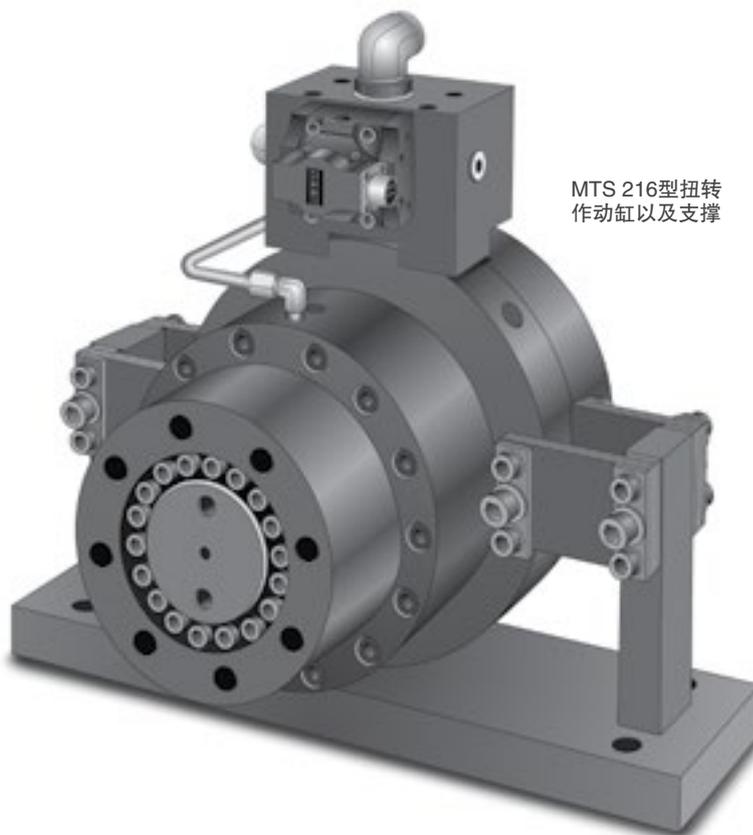
- » 弹性支撑
- » 扭矩传感器
- » 反力支架
- » 反力基座

订货时请注明所需要的作动缸载荷额定值以及所需要的部件

### 相关产品:

请联系MTS系统公司的业务代表了解下列产品的详细信息, 这些产品均可适用于不同型号的216系列扭转作动缸。

- » 252系列伺服阀
- » 256系列伺服阀
- » 660.22型和660.23型压差传感器
- » 663型扭转传感器



MTS 216型扭转作动缸以及支撑

地区业务中心

美洲

**MTS Systems Corporation**

14000 Technology Drive  
Eden Prairie, MN 55344-2290  
**USA**  
电话: 952-937-4000  
免费电话: 800-328-2255  
电子邮件: info@mts.com  
网址: www.mts.com

欧洲

**MTS Systems France**

BAT EXA 16  
16/18 rue Eugène Dupuis  
94046 Créteil Cedex  
**France**  
电话: +33-(0)1-58 43 90 00  
电子邮件: contact.france@mts.com

**MTS Systems (Germany) GmbH**

Hohentwielsteig 3  
14163 Berlin  
**Germany**  
电话: +49-(0)30 81002-0  
电子邮件: euroinfo@mts.com

**MTS Systems S.R.L. socio unico**

Strada Pianezza 289  
10151 Torino  
**Italy**  
电话: +39-(0)11 45175 11 sel. pass.  
电子邮件: mtstorino@mts.com

**MTS Systems Norden AB**

Datavägen 37b  
SE-436 32 Askim  
**Sweden**  
电话: +46-(0)31-68 69 99  
电子邮件: norden@mts.com

**MTS Systems Limited**

98 Church Street,  
Hunslet,  
Leeds  
LS102AZ  
**United Kingdom**  
电话: +44-(0)1483-533731  
电子邮件: mtsuksales@mts.com

亚太区

**MTS Japan Ltd.**

Raiden Bldg. 3F 3-22-6,  
Ryogoku, Sumida-ku,  
Tokyo 130-0026  
**Japan**  
电话: +81 3 5638 0850  
电子邮件: mtsj-info@mts.com

**MTS Korea, Inc.**

4<sup>th</sup> F, ATEC Tower, 289,  
Pankyo-ro, Bundang-gu  
Seongnam-si  
Gyeonggi-do 463-400,  
**Korea**  
电话: +82-31-728-1600  
电子邮件: mtsk-info@mts.com

**MTS Systems (China) Co., Ltd.**

Floor 34, Building B,  
New Caohejing International  
Business Center,  
No. 391, Guiping Road,  
Xuhui, Shanghai 200233  
**P.R.China**  
电话: +021-24151000  
市场: +021-24151111  
销售: +021-24151188  
服务: +021-24151198  
邮件: mtsc-info@mts.com

**MTS Testing Solutions Pvt Ltd.**

Unit No. 201 & 202, Second Floor  
Donata Radiance,  
Krishna Nagar Industrial Layout,  
Koramangala, Bangalore - 560029  
**Karnataka, India**  
电话: + 91 80 46254100  
电子邮件: mts.india@mts.com



美特斯工业系统(中国)有限公司  
**MTS Systems(China) Co., Ltd.**

上海  
电话: 021-24151000  
传真: 021-24151199

北京  
电话: 010-65876888  
传真: 010-65876777

电邮: MTSC-Info@mts.com  
<http://www.mts.com>  
<https://www.mtschina.com/>

ISO 9001 Certified QMS

参数规格发生变化恕不另行通知。

MTS是MTS系统公司的注册商标, 该商标在美国境内注册, 在其他国家也受到法律保护。RTM No. 211177.

©2020 MTS Systems Corporation  
100-032-134b RotaryActuator216\_ZH • 3/20