

镶套技术在高附加值产品修复中的计算应用

■ 中车戚墅堰机车有限公司配件四公司（江苏 213011） 杜 协 潘德昌

摘要：镶套技术在产品修复中经常应用，在普通件或者工艺装备中采用该技术往往凭借经验来确定镶套的材料和过盈量。但在高附加值产品的修复中，必须通过计算来确定镶套的材料和过盈量，以避免在镶套的过程中套或者产品产生塑性变形及产生产品二次超差。

支架是安装在280型柴油机内燃机车增压器上的重要部件，其长宽高分别为1250mm×417mm×712.5mm，属于大型高附加值产品，在机加工过程中经常出现由于毛坯铸件未达到要求或操作人员疏忽而造成部分尺寸超差。若对其进行修复，镶套是最常用的方案。传统的解决方案是将套的外圆车削出外螺纹，在工件上加工相配合的内螺纹，涂抹密封胶后将套拧进螺纹孔中，然后在骑缝处打一只

螺钉。然而，这样长时间运行后会产生密封胶老化等现象，造成燃油渗漏，带来行车安全隐患。

1. 方案设计

本方案采用冷冻装配技术将镶套过盈配合至支架中，通过计算选用合适的过盈量，既满足不产生塑性变形的要求，又保证镶套与支架之间的结合力。图1所示为镶套方案。

2. 过盈配合专业术语

(1) 结合直径 d_f 为结合面的

基本直径（见图2）。

(2) 结合长度 l_f 为结合面的基本长度（见图2）。

(3) 直径比 q 为相配合的包容件（支架镶套处）和被包容件（镶套）的小直径与大直径的比值。

包容件（支架镶套处）直径比 $q_a = \text{结合直径} d_f / \text{包容件外径} d_a$

被包容件（镶套）直径比 $q_i = \text{被包容件内径} d_i / \text{结合直径} d_f$

(4) 压平深度 S （见图3）。包容件（支架镶套处）或被包容

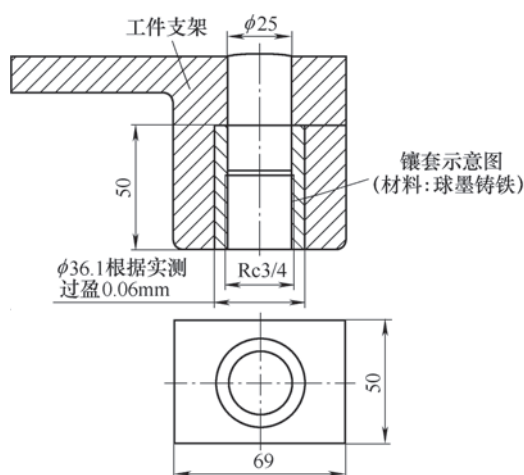


图 1

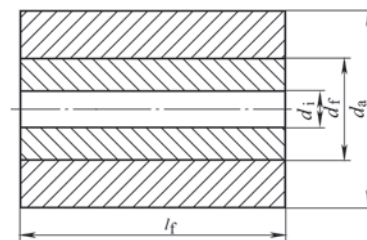


图 2

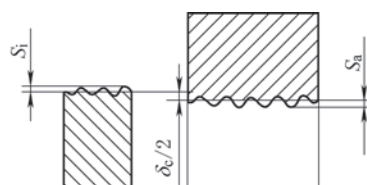


图 3

件（镶套）结合表面的粗糙度值， S_a 或 S_i 。

(5) 压平量。由于压平深度而使过盈减小的部分，其值等于包容件的压平深度 S_a 和被包容件的压平深度 S_i 之和的两倍（单位：mm）。

(6) 结合压力 p_f 为作用在结合面上的压力（单位：MPa）。

(7) 直径变化量 e 为由于结合压力而使相配合的孔、轴直径变化的量。包容件（支架镶套处）直径变化量 e_a 为包容件内径的扩大量；被包容件（镶套）直径变化量 e_i 为被包容件外径的缩小量（单位：mm）。

(8) 有效过盈量 δ_e 为在过盈联结中起作用的过盈量，其值等于包容件直径变化量 e_a 和被包容件直径变化量 e_i 之和（单位：mm）。

3. 分析计算

(1) 该方案满足以下假定条件：①包容件（支架镶套处）与被包容件（镶套）处于平面应力状态。②包容件（支架镶套处）与被包容（镶套）件在结合长度上结合压力为常数。③材料的弹性模量为常数。④计算的强度理论，按变形能理论。

(2) 塑性变形可行性分析。

镶套不产生塑性变形所允许的最大结合压力

$$p_{f\max} = c \cdot \delta_{si}$$

式中， $c = (1 - q_i^2) / 2$ ， c 值可查图4。

在本方案中由于镶套的内孔为锥形的，所以应分别求出镶套锥孔最大端和镶套锥孔最小端的 q_i 值。

镶套锥孔大端直径比

$$q_i = 27/36.1 = 0.748$$

镶套锥孔小端直径比

$$q_i = 24/36.1 = 0.665$$

根据数值分析可知，满足镶套锥孔大端的同时也满足镶套锥孔小端的最大结合压力要求，但是如果只满足镶套锥孔小端的最大压力，则其压力要远远大于镶套锥孔大端处的压力要求，此时镶套锥孔大端处外径 $\phi 36.1\text{mm}$ 会产生塑性变形，因而只能计算出镶套锥孔大端处最大结合压力作为镶套整体最大结合压力。

代入数值可得

$$p_{f\max} = (1 - 0.748^2) / 2 \times 320\text{MPa} = 70.479\text{MPa}$$

支架镶套处不产生塑性变形所允许的最大结合压力

$$p_{f\max} = a \cdot \delta_{sa}$$

式中， $a = \frac{1 - q_a^2}{\sqrt{3 + q_a^4}}$ ， a 值可查图4。

在本方案中支架镶套处为一个 $69\text{mm} \times 50\text{mm}$ 的凸台，其最薄弱出为宽度 50mm 处，在这里我们将其近似成为一个 $\phi 50\text{mm}$ 的外圆来计算其最大结合压力。此时满足最大结合压力的情况下，那么凸台整体则满足要求。

支架镶套处直径比

$$q_a = d_f/d_a = 36.1/50 = 0.722$$

代入数值可得

$$p_{f\max} = 85.12\text{MPa}$$

镶套不产生塑性变形所允许的最大直径变化量

$$e_{i\max} = (p_{f\max} \cdot d_f / E_i) C_i$$

式中， E_i 为QT500弹性模量， C_i 可查附表。

根据已知数据可以得出

$$e_{i\max} = 0.037\text{mm}$$

支架不产生塑性变形所允许的最大直径变化量

$$e_{a\max} = (p_{f\max} \cdot d_f / E_a) C_a$$

式中， E_a 为QT500弹性模量， C_a 可查附表。

根据已知数据可以得出

$$e_{a\max} = 0.064\text{mm}$$

联结件不产生塑性变形所允许的最大有效过盈量

$$\delta_{c\max} = e_{a\max} + e_{i\max} =$$

$$0.037 + 0.064 = 0.101 (\text{mm})$$

(3) 支架凸台处孔扩大量和镶套外径缩小量计算。

支架凸台孔扩大量

$$\Delta d_a = (2p_f \cdot d_a \cdot q_a^2) / [E_a (1 - q_i^2)]$$

通过上述计算可知 $q_i = 0.748$ ，则 $\Delta d_a = 0.031\text{mm}$ 。

镶套外径缩小量

$$\Delta d_i = (2p_f \cdot d_i) / [E_i (1 - q_i^2)]$$

通过上述计算可知

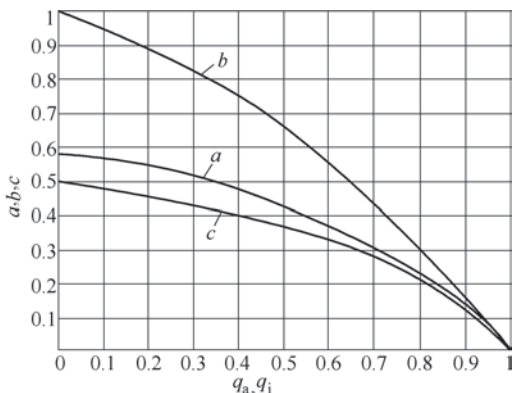


图 4

$q_i=0.748$ ，则 $\Delta d_i=0.026\text{mm}$ 。

通过计算可以知支架凸台处孔扩大量 0.031mm ，小于支架不产生塑性变形所允许的最大直径变化量 0.064mm ；镶套外径缩小量 0.026mm ，小于镶套不产生塑性变形所允许的最大直径变化量 0.037mm ，所以镶套和支架凸台孔均不会产生塑性变形。

(4) 传递负荷所需最小直径变化量。

支架镶套处传递负荷所需最小直径变化量

若燃油压力按 5MPa 计算，则 $e_{a\max}=(p_{f\max}\cdot d_f/E_a) C_a=0.0037\text{mm}$

镶套处传递负荷所需最小直径变化量

若燃油压力按 5MPa 计算，则 $e_{i\max}=(p_{f\max}\cdot d_f/E_i) C_i=0.0026\text{mm}$

镶套后传递负荷所需的最小

有效过盈量

$$\delta_{e\max}=e_{a\max}+e_{i\max}=0.0037+0.0026=0.0063(\text{mm})$$

④ 镶套后考虑压平量的最小过盈量

$$\delta_{\min}=\delta_{e\min}+2(S_a+S_i)$$

式中，纵向联接件 $S_a=1.6R\cdot a_a$ ， $S_i=1.6R\cdot a_i$ 。则 $\delta_{\min}=0.02166\text{mm}$ 。

经过以上分析，镶套和支架联接件一共选用 0.06mm 的过盈量（包括压平量和有效过盈量），镶套和支架联接件没有超过产生塑性变形的最小值，因而过盈量满足不产生塑性变形的要求；联接件考虑压平量的最小过盈量为 0.02166mm ，也满足要求。

4. 校核分析

经过查手册 $\phi 36\text{mm}$ 外径的镶套过盈量为 $0.03\sim 0.045\text{mm}$ ，通过计算支架凸台孔扩大量和镶套

外径缩小量的具体数据，并考虑到支架产品的重要性和装配的可实施性，故放余量至 0.06mm 来配合，但这样需要校核在此状态下镶套和支架所称受的压强是否远远大于燃油压力的压强。

支架凸台处孔所承受的压强为

$$p_{fi}=(\Delta d_a\cdot E_a)/(d_f\cdot C_a)=41.22\text{MPa}$$

镶套处承受的压强为

$$p_{fa}=(\Delta d_i\cdot E_i)/(d_f\cdot C_i)=49.48\text{MPa}$$

经过计算可知，冷冻镶套后 0.06mm 过盈量可以使支架凸台出孔和镶套处所能承受的压强均超过 40MPa ，而查询图样技术要求后得知，燃油系统要求在 1MPa 下 30min 不得有泄漏，所以其可以承受的压强远远大于设计要求。方案实施后经过水压试验，其在相应技术要求下无泄漏现象，故方案可行。

5. 结语

经后续跟踪验证，用该方法进行的镶套在使用过程中可靠稳定，该计算方法亦可应用于其他各类高附加值产品的镶套修复。

参考文献：

- [1] 机械设计手册编委会. 机械设计手册[M]. 3版. 北京：机械工业出版社，2004.
- [2] 甘永立. 几何量公差与检测[M]. 7版. 上海：上海科学技术出版社，2005.
- [3] 陈铀，陈忠强. 镶套AGC液压缸的故障分析与修复技术[J]. 流体传动与控制，2015（2）：53-55.

MW（收稿日期：20160528）

附表

q_a 或 q_i	C_a		C_i	
	泊松比 $\nu_a=0.3$	泊松比 $\nu_a=0.25$	泊松比 $\nu_i=0.3$	泊松比 $\nu_a=0.25$
0	—	—	0.700	0.750
0.10	1.320	1.270	0.720	0.770
0.14	1.340	1.290	0.740	0.790
0.2	1.383	1.333	0.783	0.833
0.25	1.433	1.383	0.833	0.883
0.28	1.470	1.42	0.870	0.920
0.31	1.512	1.426	0.912	0.962
0.35	1.579	1.529	0.979	1.029
0.40	1.681	1.631	1.081	1.131
0.45	1.808	1.758	1.208	1.258
0.50	1.967	1.917	1.367	1.417
0.53	2.081	2.031	1.481	1.531
0.56	2.214	2.164	1.614	1.664
0.60	2.425	2.375	1.825	1.875
0.63	2.616	2.566	2.016	2.066
0.67	2.929	2.879	2.329	2.379
0.71	3.333	3.283	2.733	2.783
0.75	3.871	3.821	3.271	3.321
0.80	4.855	4.805	4.255	4.305
0.85	6.507	6.457	5.907	5.957
0.90	9.826	9.776	9.226	9.276