

减速箱的计算机辅助设计

上海科技大学 陆思齐 孙元晓
陈慧宝 冯汝强

综合运用优化设计、CAD以及设计方法学,来提高减速箱的设计水平和设计效率,显然是有意义的。

首先,对于单个减速箱的设计而言,设计应该从优化整个减速箱的设计总目标而不只是从优化各单个零件出发。因为,减速箱各单个零件的优化设计不一定能保证整个减速箱的设计是优化的。例如,若分别对减速箱中的轴、轴承和齿轮单独进行优化设计,则就可能发生齿轮尺寸较小而不能满足相联接的轴的强、刚度或轴承寿命的要求,从而不能保证整个减速箱工作的安全可靠。当然,整个减速箱的设计也离不开各零件的设计,而齿轮通常又是影响整个性能的最主要的零件,因而按减速箱的设计总目标,着重对齿轮进行优化设计,同时设法兼项其它零件要求的设计方法是现实可行的。本文中研究了这种方法,即除对齿轮进行优化设计外,对于其他传动零件则采用一般CAD方法使其分别满足由减速箱设计的总目标所提出的相应要求。

接着,为了使所研究的设计方法,不仅适用于单个减速箱的设计,而且也能运用于各种减速箱系列的设计,相应地研究了总中心距不固定和固定这两种不同的减速箱优化设计。按照设计方法学的思想,各单个减速箱的优化设计并不能保证整个减速箱系列的优化设计,因为,只是各单个减速箱的优化,首先将导致整个系列中各齿轮箱缺乏通用性,从而使齿轮箱系列的制造和维修成本显著增加。因而,通常应该选择一个系列中应用最广或负荷最为恶劣的减速箱进行较为全面的优化,如采用总中心距不固定的减速箱优化设计等,而对其余减速箱可进行层次较低的优化(如采用总中心距或分中心距均固定的减速箱优化设计),甚至不进行优化设计。这里,实质上是运用了设计方法学思想来处理系列设计中技术指标先进性和标准化、通用化间的矛盾,即技术指标先进性和经济性的矛盾。

此外,针对齿轮箱设计中离散变量较多并且其相关性较强、约束条件复杂和可行域在某些方向上较狭等特点,本文中所研究的优化设计并不按通常采用的方法,即先按连续变量优化方法进行优化然后再圆整的方法。研究表明,对于减速箱这样一个实际工程设计问题,采用这些通常的方法,往往难以保证收敛的可靠性,更不易得到或接近总体的优化点。为此,所进行的研究应用了离散变量与连续变量的混合优化方法,即除少数的连续变量(如传动比

本文经“国际工程设计会议”(ICED)录取为该会于1985年8月26~27日
在西德汉堡召开的大会宣读论文

等)仍按一般方法优化外,对于多数的离散变量,则按实际问题的特点和设计经验,在充份利用各约束条件缩小搜索的范围以及采取其他一些减少计算工量的措施后,来逐步应用枚举法进行搜索。由于采取了上述一系列的办法,又避免了计算增广目标函数的工作等,故采用枚举法所耗的时间并不多,但能不需圆整而直接得到或接近总体优化值,且收敛可靠。计算实践表明,所研究的方法,可以高质量、高效率地完成减速箱的设计。

所研究的减速箱计算机辅助设计的软件系统,共包括两个减速箱齿轮优化设计程序(中心距固定和中心距不固定),一个减速箱齿轮承载能力计算程序(按新国标),一个减速箱轴的强度和刚度验算程序,一个滚动轴承寿命和静强度的校核程序等五个程序。限于时间,本文中主要介绍中心距不固定的减速箱齿轮优化设计程序。

所考虑的平行轴展开式圆柱齿轮减速器的简图如图1所示,图上表示了三级减速箱,实际上同样适用于一级或二级减速箱。

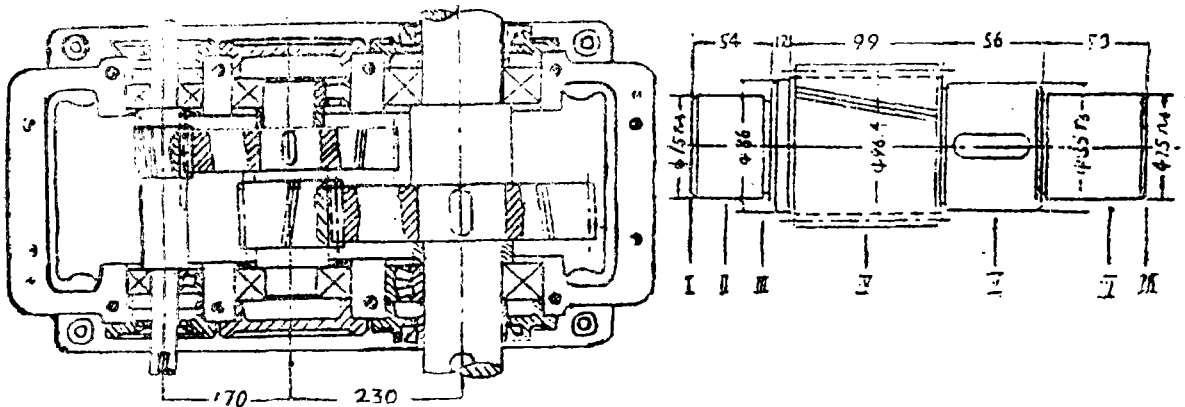


图 1

其优化设计的数学模型简述如下:

1. 设计变量。

对于三级减速箱共有21个设计变量,如表1所示,其余减速箱则类推。

表 1

级 别	变 量							
	中心距	模 数	螺旋角	齿 宽	齿 数		变 位 系 数	
					大齿轮	小齿轮	大齿轮	小齿轮
1	α'_1	m_{n1}	β_1	b_1	Z_{11}	Z_{12}	X_{n11}	X_{n12}
2	α'_2	m_{n2}	β_2	b_2	Z_{21}	Z_{22}	X_{n21}	X_{n22}
3	α'_3	m_{n3}	β_3	b_3	Z_{31}	Z_{32}	X_{n31}	X_{n32}

2. 目标函数:

优化设计的目标是使减速箱的总中心距为最小,即使减速箱各分中心距之和为最小,

其目标函数 $F(X)$ 如下式所示:

$$F(X) = a' = \sum a'_i \quad (i \text{ 表示级数, 下同})$$

3、约束条件

(1) 齿轮的齿面接触强度和齿根弯曲强度应满足要求, 即其安全系数值应分别大于给定的值:

$$S_{Hij} \geq [S_H]$$

($j=1, 2$ 分别表示小齿轮或大齿轮)

$$S_{\sigma ij} \geq [S_\sigma]$$

(2) 小齿轮的齿数应不发生根切或不小于给定的最小齿数:

$$Z_{i1} \geq [Z_{min}]$$

(3) 变量取值的离散性约束:

- a) 中心距取值按标准系列,
- b) 模数取值应在给定的标准系列内,
- c) 齿数的取值为正整数。

(4) β 的取值应在给定范围内:

$$\beta_{min} \leq \beta_i \leq \beta_{max}$$

(5) 总量位系数应在给定范围内:

$$X_{umin} \leq X_{ii} \leq X_{umax}$$

(6) 一对啮合齿轮的齿数互为质数。

(7) 大齿轮的齿顶圆直径的比值应小于给定值 $[R]$, 以使浸油深度最佳:

$$d_{a22}/d_{a11} < [R_1]$$

$$d_{a32}/d_{a22} < [R_2]$$

(8) 齿轮之间或齿轮与轴之间不致造成碰撞干涉, 即

$$a'_2 > 0.5(d_{12} + d_{a31})$$

$$a'_3 > 0.5(d_{a22} + d_{s4}) \quad (d_{s4} \text{ 见图1, 为第④轴轴径})$$

(9) 各级小齿轮的齿根圆直径应大于由轴扭转刚度所决定的最小轴径:

$$d_{fi} \geq [d_{i1}]$$

(10) 减速箱的实际传动比应当接近设计所要求的值 U :

$$\Delta U = [(Z_{12} \cdot Z_{22} \cdot Z_{32} / Z_{21} \cdot Z_{12} \cdot Z_{23}) - U] / u < \epsilon$$

下面介绍该程序的特点及应用:

程序的主框图及主程序框图分别见图2及图3。整个优化过程实际上是分两步进行的。第一步是在各级速比分配初定的情况下去优化目标函数, 这是由主子程序FUNCT来完成; 第二步是把目标函数视为速比的函数(例如三级减速时, 目标函数为分速比 U_1 和 U_2 的函数), 再来寻求速比分配变化时目标函数的最优值。

该程序适用于设计一至三级的直齿或斜齿的平行轴展开式渐开线圆柱齿轮减速箱。它能在较广的范围内, 根据给定的制造、使用和材料条件, 运用优化方法确定各级齿轮的啮合参数, 使所设计的减速箱具有最小的总中心距。轴及轴承计算的框图见图4。

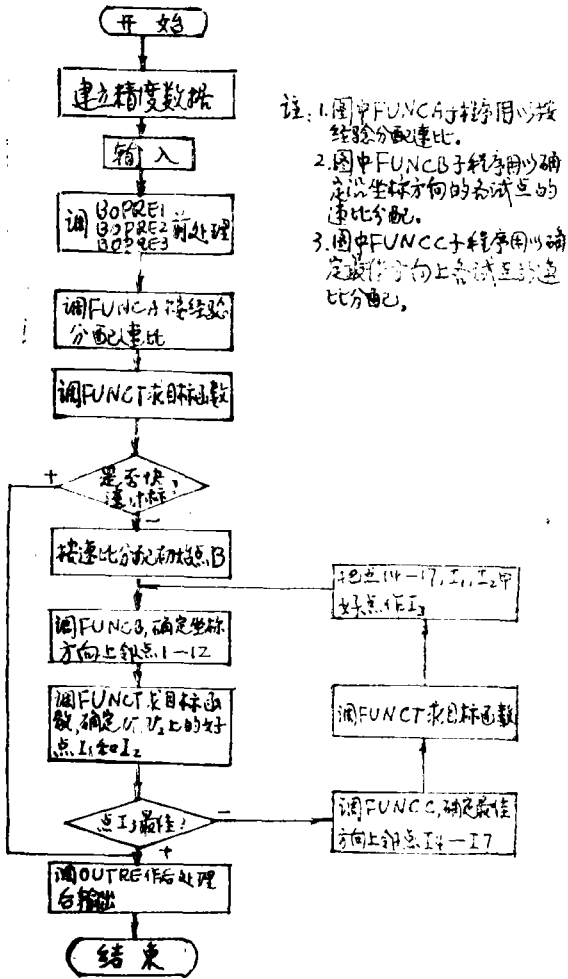
运用上述减速箱计算机辅助设计的软件系统所计算的实例, 详见表2、表3和图1及图2(图中仅表示所计算的中间轴)。

表 2

齿轮设计输入数据			齿轮设计输出数据				
齿轮类型	斜 齿		级 数			1	2
级 数		2级	中心距	a	mm	170	230
制造精度		7级	法向模数	m_n		3	5.5
压力角 α	度	20	螺旋角	β	度	13.823	14.601
齿顶高系数 h_a^*		1.0	齿 数	Z_1		17	17
顶隙系数 C^*		1.25		Z_2		92	62
刀具顶尖半径 ρ_a^*o		0.38	齿 宽	B	mm	68	92
工况系数 K_A		1.25	变位系数	X_{n1}		0.4265	0.5173
				X_{n2}		0.1326	0.5630
工作寿命 L	小时	50000	齿顶圆直径	d_{a2}	mm	290.92	368.69
减速比 U		20	接触安全	S_{H1}		1.052	1.031
输入功率 P	KW	43	系 数	S_{H2}		1.064	1.119
输入速度 n	R、P、M	1500	弯曲安	S_{F1}		1.6861	1.859
润滑油粘度 ν	mm^2S^{-1}	100	全系数	S_{F2}		1.518	1.686
表面硬度	HB	603	顶 圆 直 径 比	d_{a22}		1.27	
接触耐久极限	$N-mm^2$	1300		d_{a21}			
弯曲耐久极限	"	325	计 算			27秒	
材料屈服极限 σ_s	"	900	时 间				

表 3

轴截面号码		I	II	III	IV	V	VI	VII
轴安全系数				4.986	7.421	2.976		
轴挠度 ($10^{-3}mm$)		6.705	0	6.052	16.884	17.351	0	7.632
轴转角 ($10^{-3}rad$)		0.253	0.253	0.224	0.109	0.134	0.288	0.288
轴扭转角 (度)				0.01618				
轴承寿命 L_H 及 静 载安全系数 S_0	右			$L_H = 132150$ 小时		$S_0 = 8.24$		
	左			$L_H = 67910$ 小时		$S_0 = 6.75$		



注: 1. 图中FUNCA子程序用以按经验分配速率比。
 2. 图中FUNCB子程序用以确定沿坐标方向的好点的速率分配。
 3. 图中FUNCC子程序用以确定最佳方向上好点的速率分配。

图 2

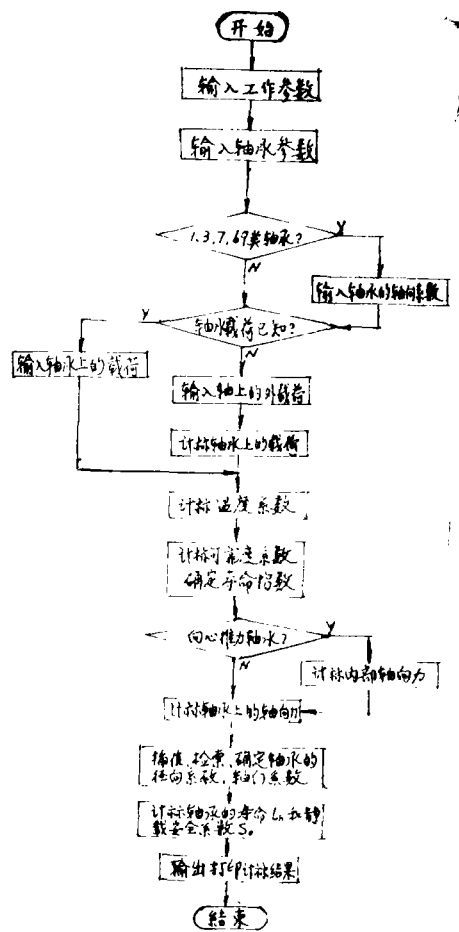


图 4

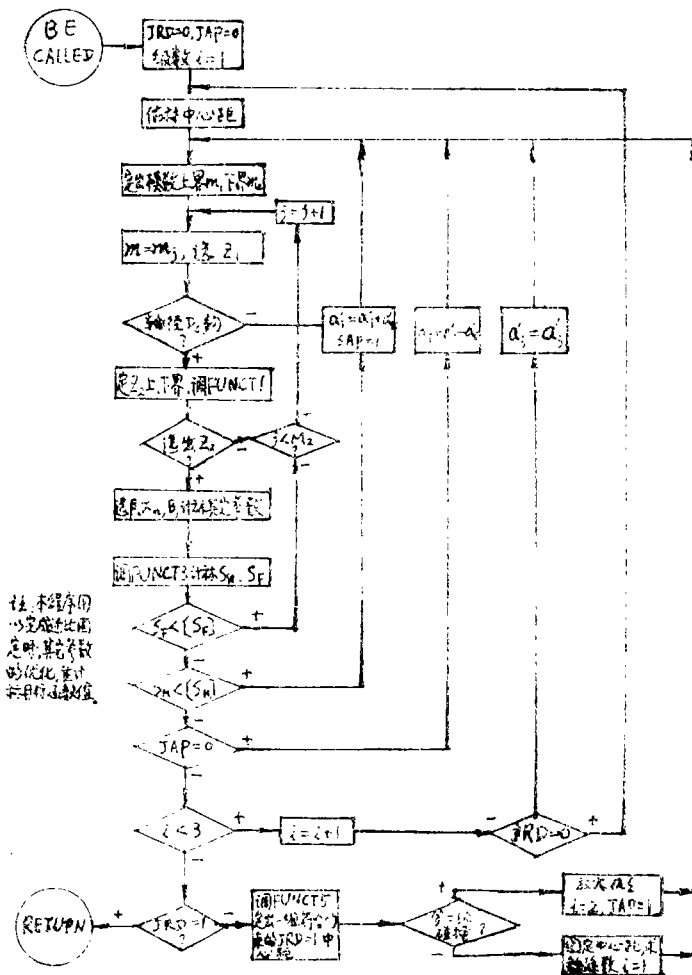


图 3

关于减速箱中轴的刚度和强度校核的 CAD 程序的框图示于图 5

最后, 减速箱的设计是机械设计中的一个典型的问题, 在这个研究中, 运用了设计方法学的思想来指导设计, 并使其和优化设计和 CAD 相结合, 从而保证了单个减速箱及其系列的设计达到优化。文中还针对设计中离散变量较多等特点, 采用了较为独特的处理方法, 可以较可靠地达到或接近总体优化值。通过几十个实例的计算, 取得了满意的结果, 这对于一般机械设计也是有一定意义的。

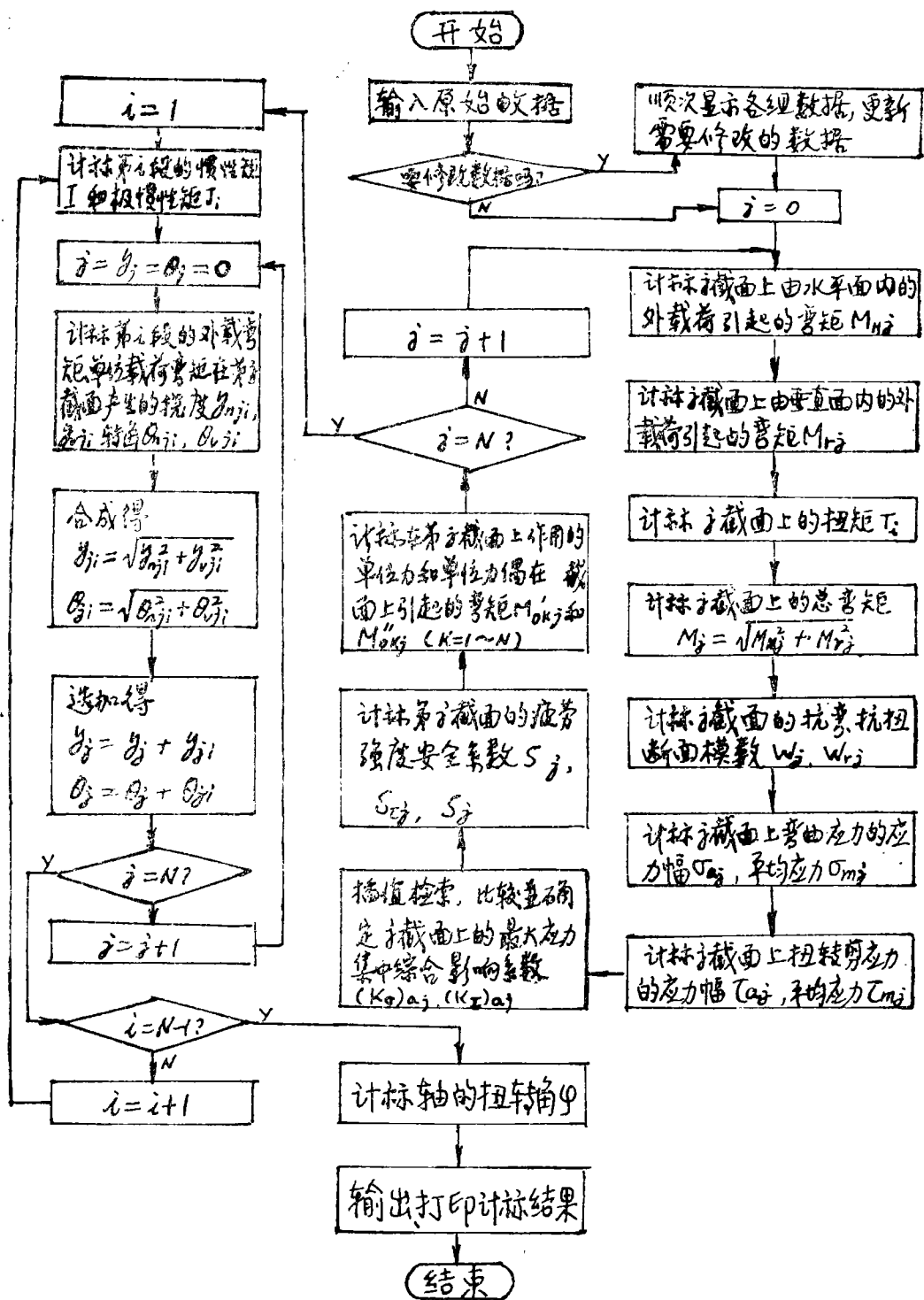


图 5