

⑭ 66-69

第 28 卷 第 3 期
2000 年 6 月西北农业大学学报
Acta Univ. Agric. Boreali-occidentalisVol. 28 No. 3
Jun. 2000

[文章编号]1000-2782(2000)03-0066-04

汽车拖拉机转向梯形优化设计

S219.032.3

师帅兵, 陈 军

(西北农林科技大学 机械与电子工程学院, 陕西 杨陵 712100)

[摘 要] 以外侧转向轮实际转角与期望转角之间相对误差的加权求和为目标函数, 对汽车拖拉机转向梯形进行了最优化设计。通过实例计算, 优化后的转向梯形满足设计要求, 平均相对误差和最大相对误差均比原设计的有所降低, 获得快速、精确、可靠、简便易行的效果。

[关键词] 汽车拖拉机; 转向梯形; 优化设计; 外转向轮

[中图分类号] S219.032.3

[文献标识码] A

为了使汽车拖拉机在转向过程中导向轮处于纯滚动或极小滑动状态, 从而提高轮胎的使用寿命, 保证操纵的轻便性和稳定性, 目前汽车拖拉机转向系中普遍采用转向梯形机构。按传统方法设计转向梯形有一定的盲目性, 作图法误差太大, 解析法计算繁琐, 且都缺乏定量评价标准, 又因工作量太大且只能从有限次试凑中进行选择。其设计质量主要取决于设计人员的经验, 一般难以得到最佳设计方案。本文采用最优化数学方法设计转向梯形, 可在几分钟内得到全局最优解, 为转向梯形的设计提供了一种简便、易行、可靠的方法。

1 数学模型的建立

1.1 基本假设

为了不使求解目标函数、约束条件的过程及所求得的目标函数表达式过于复杂, 在允许的范围内, 作如下两点假设: (1) 刚性车轮, 忽略轮胎弹性侧偏等影响; (2) 转向梯形为平面四杆机构, 且忽略前轮定位的影响。

1.2 目标函数

1.2.1 转向梯形的期望函数 为了使汽车拖拉机转向时转向轮只有纯滚动而无滑移, 内外侧转向轮的转角应满足下列关系^[1]:

$$\cot \beta - \cot \alpha = M/L$$

式中, α 为内侧转向轮转角; β 为外侧转向轮转角; M 为两主销中心线与地面交点间距离; L 为轴距。则转向梯形机构的期望函数可表示为:

$$\beta = \operatorname{arccot} \left(\cot \alpha + \frac{M}{L} \right) \quad (1)$$

1.2.2 转向梯形的实现函数 目前常用的转向梯形不可能绝对保证内外侧转向轮在任何转角时都满足(1)式要求。以前置梯形为例, 转向梯形的实现函数为^[1]:

[收稿日期] 1999-06-07

[作者简介] 师帅兵(1956—), 男, 副教授, 硕士。

$$\beta' = \gamma - \arcsin \frac{m \cos(\gamma + \alpha)}{\sqrt{M^2 + m^2 + 2Mm \sin(\gamma + \alpha)}} + \arcsin \frac{m \cos 2\gamma - 2M \sin \gamma + M \sin(\gamma + \alpha)}{\sqrt{M^2 + m^2 + 2Mm \sin(\gamma + \alpha)}}$$

式中, m 为梯形臂长度; γ 为中间位置时梯形臂与纵轴线夹角; M' 为两转向节立轴间的距离; β' 为对应于所实现的内侧转向轮的转角。

为使计算简化可令 $k = m/M'$, 代入上式得

$$\beta' = \gamma - \arcsin \frac{k \cos(\gamma + \alpha)}{\sqrt{1 + k^2 + 2k \sin(\gamma + \alpha)}} + \arcsin \frac{k \cos 2\gamma - 2 \sin \gamma + \sin(\gamma + \alpha)}{\sqrt{1 + k^2 + 2k \sin(\gamma + \alpha)}} \quad (2)$$

若为后置转向梯形, 则应按下式计算。

$$\beta' = \gamma + \arcsin \frac{k \cos(\gamma + \alpha)}{\sqrt{1 + k^2 - 2k \sin(\gamma + \alpha)}} - \arcsin \frac{k \cos 2\gamma + 2 \sin \gamma - \sin(\gamma + \alpha)}{\sqrt{1 + k^2 - 2k \sin(\gamma + \alpha)}} \quad (3)$$

1.2.3 转向梯形的目标函数 设计一个转向梯形, 应使其实现函数尽量接近期望函数。在经常使用的中间位置附近小角度转角范围内, 偏差应尽可能小一些, 以减少高速行驶时轮胎的磨损, 而极限位置附近的大转角, 因不经常使用, 且此时车速低, 偏差稍大些影响不大。因此, 取内侧转向轮转角 α_i 对应的外侧转向轮实现转角 $\beta'(a_i)$ 与期望转角 $\beta(a_i)$ 之间相对误差的加权求和作为评价优劣的目标函数 $F(x)$:

$$F(x) = \sum_{a_i=1}^{a_{\max}} W(a_i) \left| \frac{\beta'(a_i) - \beta(a_i)}{\beta(a_i)} \right| \times 100\% \quad (4)$$

式中, x 为设计变量, $x = (\gamma, m)^T$; $a_{\max}$ 为车辆最小转弯半径时内侧转向轮最大转角; $W(a_i)$ 为加权函数。考虑到车辆 80% 以上使用工况的转向轮转角都小于 20° , 且 10° 以内的转角使用更加频繁, 因此取:

$$W(a) = \begin{cases} 1.5 & 0^\circ < a \leq 10^\circ \\ 1 & 10^\circ < a \leq 20^\circ \\ 0.5 & 20^\circ < a \leq a_{\max} \end{cases} \quad (5)$$

将(1)、(2)式代入(4)式可得:

$$F(x) = \sum_{a_i=1}^{a_{\max}} W(a_i) \left| \frac{\gamma - \arcsin \frac{k \cos(\gamma - a_i)}{\sqrt{1 + k^2 - 2k \sin(\gamma + a_i)}}}{\operatorname{arccot}(\cot a_i + \frac{M}{L})} + \frac{\arcsin \frac{k \cos 2\gamma - 2 \sin \gamma + \sin(\gamma + a_i)}{\sqrt{1 + k^2 + 2k \sin(\gamma + a_i)}}}{\operatorname{arccot}(\cot a_i + \frac{M}{L})} - 1 \right| \times 100\% \quad (6)$$

同样, 可推得后置式转向梯形的目标函数。

1.3 约束条件的建立

1) k 过大会使梯形机构尺寸变大, 结构布置困难; k 小时会引起横拉杆及转向臂铰接处受力增加, 磨损加剧。因此:

$$k_{\min} \leq k \leq k_{\max} \quad (7)$$

2) 对于前置式转向梯形 γ 不能过大, 否则易于使梯形臂与轮胎干涉, γ 过小时, 梯形机构接近矩形机构, 目标函数增大, 远离最优点, 所以:

$$\gamma \leq \gamma_{\max} \quad (8)$$

3) 四杆机构的传动角 θ 大小在运动过程中是变化的, 一般最小传动角应满足 $\theta_{\min} \geq$

40°, 转向梯形在极限位置工作时 ($\alpha_{\max}$) 传动角达到最小, 对汽车拖拉机来说转向梯形在极限位置工作时间较少, 加之此时车辆速度较低, 另外, 即使是大转角转向也是从小转角开始的, 所处工况并不恶劣, 因此认为转向梯形 $\theta_{\min} \geq 35^\circ$ 即可满足要求。

由图 1 并应用余弦定理可推导出^[2]:

$$\theta_{\min} = \arccos \left[\sin \gamma + \frac{\sin \gamma + \sin (\beta'_{\max} - \gamma)}{1 \pm 2k \sin \gamma} \right] \quad (9)$$

式中, $\pm$ 为前置转向梯形取正值, 后置取负值; $\beta'_{\max}$ 为当 α 为 $\alpha_{\max}$ 时的 β' 取值。

2 优化设计求解方法

由数学模型及约束条件可知, 转向梯形优化是一个小型有约束非线性规划问题, 这类问题解法甚多^[3]。由于目标函数求导繁琐, 故本文选用一种直接搜索方法——复合形法。

用 FORTRAN 语言编写的复合形法程序在 80-X86 微机上调试通过。

3 实例计算及对比

表 1 对 4 种国产拖拉机转向梯形设计参数进行了计算与对比。取 $\alpha_{\max} = 35^\circ$, 步长为 2° 。由表 1 中数据可以看出, 4 种拖拉机原设计的最小传动角 $\theta_{\min}$ 均较大, 优化后的 $\theta_{\min}$ 均有所减少, 但 $\theta_{\min}$ 都大于 35° ; 原设计的平均相对误差偏大, 如东方红-30 的 $\rho_m = 9.27\%$, 最大的相对误差 $\rho_{\max} = 14.55\%$, 且为外转向轮, 当 $\alpha_{\max} = 35^\circ$ 时, 实际转角 β' 与理论转角 β 的差等于 3.7° , 也偏大; 优化设计后 4 种机型的平均相对误差 ρ_m 和最大相对误差都有所下降, 误差下降最大的铁牛-60, ρ_m 降低了 34.2%, $\rho_{\max}$ 降低 25.1%, 且外转向轮实际转角与理论转角的最大差值缩小到 1.3° 。

图 2 绘出了铁牛-60 拖拉机原设计和优化设计转向梯形, 在转向时外转向轮实际转角与理论转角曲线图, 由图 2 可以看出优化后的转向梯形曲线与理论曲线较接近。

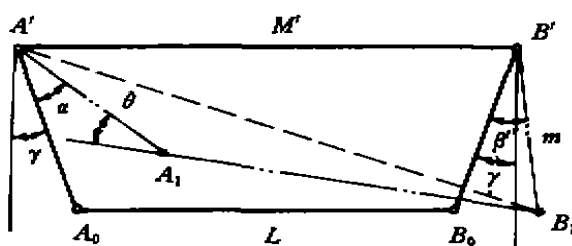


图 1 转向梯形机构简图

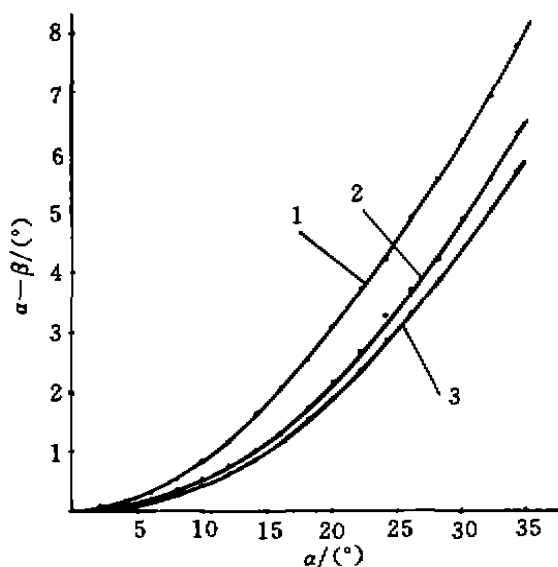


图 2 铁牛-60 理论转角与实际转角曲线图

1. 理论曲线; 2. 优化曲线; 3. 原设计曲线

表1 转向梯形参数^[4]及计算数据

机 型	类型	处理	L/mm	M/mm	M'/mm	m/mm	k	$\gamma/^\circ$	$\theta_{\min}/^\circ$	$\rho_m/\%$	$\rho_{\max}/\%$	$(\beta_{35}-\beta_{35}')/^\circ$
东方红-30	前置	原设计	1 750	1 133	926	125	0.135	16.0	41.6	9.27	14.55	3.7
		优化后	—	—	—	137	0.148	17.0	39.5	7.68	13.55	2.9
东方红-40	前置	原设计	1 840	1 066	940	170	0.181	15.0	43.1	7.68	12.83	3.4
		优化后	—	—	—	166	0.177	15.8	42.7	6.86	12.25	2.7
江淮-50	前置	原设计	1 900	1 131	957	135	0.141	19.0	38.9	5.85	10.16	2.7
		优化后	—	—	—	140	0.144	18.0	39.9	5.84	9.11	2.4
铁牛-60	前置	原设计	2 245	1 202	1 102	175	0.159	15.0	36.7	4.75	7.28	1.9
		优化后	—	—	—	147	0.133	16.7	35.4	3.54	5.82	1.3

4 结 论

1)根据汽车拖拉机实际工作情况,采用外转向轮相对误差的加权求和作为评价设计优劣的目标函数符合实际情况,且得到满意的结果。

2)通过实例计算,优化后的转向梯形满足设计要求,平均相对误差和最大相对误差均比原设计的有所降低。

3)本优化设计方法对新车设计或改进设计均适用。

[参考文献]

- [1] 程悦荪. 拖拉机设计[M]. 北京:中国农业出版社,1981.
- [2] 高东升. 转向梯形的优化设计[J]. 汽车技术,1986,(1),17—21.
- [3] 吕国华,梁兆兰. 转向梯形的模糊优化设计[J]. 西北农业大学学报,1993,21(3):47—51.
- [4] 张济川. 机械最优化设计及应用实例[M]. 北京:时代出版社,1990.

Optimization design of steering trapezoid in automobile and tractor

SHI Shuai-bing, CHEN Jun

(College of Mechanical and Electronics Engineering, Northwest Science and Technology University of
Agriculture and Forestry, Yangling, Shaanxi 712100, China)

Abstract: An optimization design of steering trapezoid for automobile and tractor is studied, which takes weighted sum of relative error between actual corner and expectant corner of outer guide wheel as objective function. One example shows that this method is accurate, quick, reliable and handy.

Key words: automobile and tractor; steering trapezoid; optimization design