

履带车辆终传动与行走系统载荷分配

张耀娟^{1,2}, 成 凯¹, 刘小光^{1,3}, 郑 森¹, 刘维维¹

(1. 吉林大学 机械科学与工程学院, 吉林 长春 130025; 2. 北华大学 机械工程学院, 吉林 吉林 132021;
3. 空军航空大学 飞行器与动力系, 吉林 长春 130022)

摘 要:为了解决履带车辆终传动系统失效破坏问题,经过深入研究认为,解决该问题的关键在于研究终传动与行走系统载荷分配问题。通过将过盈接触零部件看作刚性体,根据梁纯弯曲时中性层曲率相等的变形规律,建立了终传动与行走系统载荷分配问题的力学模型与数学模型,从理论上进行了深入研究,并且通过有限元仿真分析方法,对理论模型进行了验证。研究结果表明:终传动系统破坏的主要原因是终传动系统大齿圈轮毂的强度不足,安全系数仅为 2.6,从而导致在恶劣工况时大齿圈轮毂失效破坏,进而导致整个终传动系统的破坏;为终传动系统的优化与改进提供了理论依据与计算方法,对解决此类问题具有重要指导意义。

关键词:机械工程;载荷分配;终传动与行走系统;履带车辆;有限元分析

中图分类号:TH11 **文献标志码:**A

Load distribution for final drive and walking system of tracked vehicle

ZHANG Yao-juan^{1,2}, CHENG Kai¹, LIU Xiao-guang^{1,3}, ZHENG Sen¹, LIU Wei-wei¹

(1. School of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun 130025, Jilin, China;
2. School of Mechanical Engineering, Beihua University, Jilin 132021, Jilin, China; 3. Aircraft and
Dynamic Department, Aviation University of Air Force, Changchun 130022, Jilin, China)

Abstract: In order to solve the final drive system damage failure of tracked vehicle, after in-depth research, research on the load distribution for final drive and walking system was found to be the key to solve the problem. Interference contact parts could be regarded as a rigid body. Then according to deformation law of equal neutral layer curvature about pure bending in beams, the mechanical model and mathematical model of the load distribution were set up. After that, the theoretical model was verified through finite element analysis method. The results show that the main reason for the final drive system damage is the insufficient strength of the large gear ring wheel hub, whose safety factor is only 2.6, which leads to the large gear ring wheel hub failure in bad condition, and further leading to the failure damage of the final drive system. This study provides theoretical basis and calculation method for optimization and improvement of the final drive system, which has important guiding significance to solve such engineering problems. 6 tabs, 12 figs, 14 refs.

Key words: mechanical engineering; load distribution; final drive and walking system; tracked vehicle; finite element analysis

0 引言

由于履带车辆具有良好的通过性能,因此在现代军事、农业、建筑业等领域发挥着重要的作用^[1]。工程实践中,中国某公司的履带车辆在使用中已经有多套终传动系统发生失效破坏的问题,通过对此问题的力学分析和强度校核发现,终传动其他零件强度足够,只有终传动大齿圈轮毂和半轴强度校核比较困难,无法进一步分析破坏原因,是工程上亟待解决的问题。该问题的瓶颈在于来自行走系统的载荷究竟以怎样的比例向终传动大齿圈轮毂和半轴进行传递,因而解决该问题的关键是研究履带车辆终传动与行走系统载荷分配问题。

载荷分配一直是工程界研究和关注的重点,国内外学者对此类问题展开了广泛的研究,尤其是对于齿轮、滚动轴承以及螺纹联接件的载荷分配问题研究的比较深入^[2-10]。但目前国内外关于履带车辆终传动与行走系统载荷分配的研究却很少。为此,本文提出了该问题的理论计算方法与有限元仿真分析方法,并以实车参数为例进行了计算,将 2 种方法的结果进行对比分析,从而验证了文中所提出方法的正确性和可行性,进而从根本上解决工程实践中履带车辆终传动失效破坏问题,以保证履带车辆能够正常工作,并为解决履带车辆载荷分配问题提供可靠的理论依据和切实可行的解决方法^[11-12]。

1 力学分析模型

为了建立履带车辆终传动与行走系统载荷分配问题的力学模型,首先分析履带车辆终传动第二级传动结构图,如图 1 所示。通过分析可知,终传动第二级传动右侧的行走架托座与行走系统的行走架铰接,来自行走架上的载荷经由行走架托座同时向终传动半轴和大齿圈轮毂进行传递,并且这 2 条载荷传递路线均通过多个零件进行传递。导致行走系统的载荷究竟是以怎样的比例向半轴和大齿圈轮毂传递难以确定,也导致二者强度刚度校核的困难,进而无法找到终传动结构破坏的根源。分析发现该问题的实质是多零件过盈接触超静定问题,需要综合运用结构力学超静定理论、弹性力学接触理论和材料力学知识,解决复杂结构载荷传递分配机制和实体超静定问题^[13-14]。

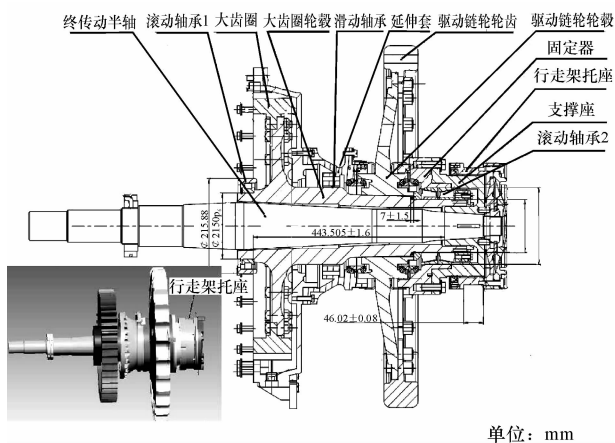


图 1 履带车辆终传动二级传动结构

Fig. 1 Secondary transmission structure of tracked vehicle final drive

深入研究图 1 和相关资料可知,以上的 2 条载荷传递路线中,零件与零件之间的联接关系均为过盈接触,在忽略微变形的前提条件下,可将 2 条载荷传递路线中的传递载荷零部件看成是固结一体的刚性体。由于半轴与刚性体是过盈接触,则半轴与刚性体可看作 1 个整体。并且大齿圈轮毂与刚性体亦是过盈接触,因此传递载荷的整个结构就成了变形需要保持一致的 1 个整体。从而找到了解决该问题的突破口,即半轴和大齿圈轮毂之间的变形保持一致。将弹性力学范畴的实体超静定结构归结成结构力学范畴的二力杆系超静定结构,需要应用结构力学、弹性力学以及材料力学为主的多学科知识进行解决。因为在实际装配过程中,半轴左端是用压力极高的压力机压入整车车体中的,所以将半轴左端简化为固定端,根据实际受力状况进行受力分析,分析模型如下页图 2 所示。

图 2 中, F_{rCQ} 为大齿圈径向力; F_{tCQ} 为大齿圈圆周力; F_{rQL} 为驱动链轮径向力; F_{tQL} 为驱动链轮圆周力; P 为满足工况经由顶推梁和行走系统作用在单侧行走架与托座组件结合处的工作阻力; R 为行走系统在垂直面内提供给终传动的支承力; A 为左端滚动轴承 1 与大齿圈轮毂的作用点; B 为与大齿圈轮毂的作用点; C 为右端滚动轴承 2 与大齿圈轮毂的作用点; L_1 为左端滚动轴承 1 到大齿圈的距离; L_2 为大齿圈到中间滑动轴承的距离; L_3 为中间滑动轴承到驱动链轮的距离; L_4 为驱动链轮到右端滚

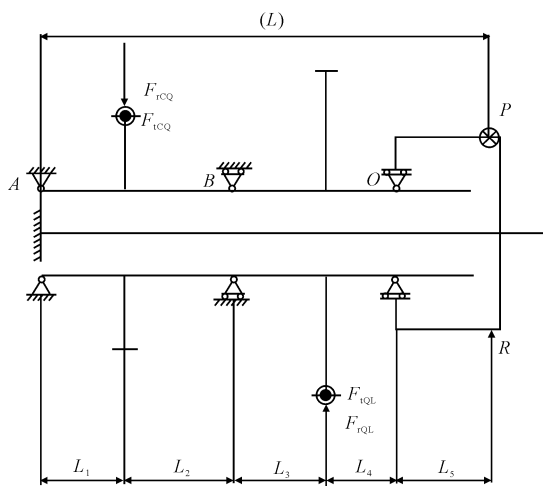


图 2 载荷分配力学分析简化模型

Fig. 2 Mechanics analysis simplified model of load distribution

动轴承 2 的距离; L_5 为右端滚动轴承 2 到行走架与托座组件结合处的距离。具体问题在于解决二力杆系超静定钢架结构中水平面内的载荷 P 以及垂直面内的载荷 R , 在实际工作过程中以怎样的分配比例向大齿圈轮毂和半轴传递载荷。

2 数学模型

台车架与托座组件结合处的工作阻力分力 F_{H1} 在大齿圈轮毂和半轴之间进行分配, 求解大齿圈轮毂分到的工作阻力 F_{HGGZ} 和半轴分到的工作阻力 F_{HZGZ} 。经过全面的结构分析发现, 大齿圈轮毂与半轴通过一定的零部件刚性地连接在了一起, 因此大齿圈轮毂与半轴的变形是保持一致(即梁弯曲时中性层的曲率相等)的, 尤其在力的作用端几乎相等。因此, 根据梁纯弯曲时中性层曲率的计算公式, 计算台车架与托座组件结合处的载荷在大齿圈轮毂和半轴之间的分配比例关系, 由此计算出大齿圈轮毂和半轴上分配到的载荷, 即

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI} \quad (1)$$

式中: $1/\rho$ 为梁轴线变形后的曲率; M 为横截面的弯矩; E 为弹性模量; I 为截面对中性轴的惯性矩。

式(1)表明曲率 $1/\rho$ 与横截面的弯矩 M 成正比, 与 EI 成反比, 故称 EI 为截面的抗弯刚度。

当所研究的梁为悬臂梁时, 其纯弯曲时中性层曲率的计算公式为

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI} = \frac{FL}{EI} \quad (2)$$

式中: F 为作用到悬臂梁上的外力; L 为作用到悬臂

梁上的外力到悬臂梁固定端的距离; 弹性模量 E 可由机械设计手册查得。

2.1 惯性矩 I 的计算

对阶梯轴采用当量直径法, 即用当量直径为 D_v 的光轴代替阶梯轴作近似计算, 当量直径 D_v 的计算公式为

$$D_v = \sqrt[4]{\frac{L_J}{\sum_{i=1}^n l_i / D_i^4}} \quad (3)$$

式中: l_i 为阶梯轴第 i 段的长度; D_i 为阶梯轴第 i 段的计算直径; L_J 为阶梯轴的计算长度。

2.1.1 大齿圈轮毂惯性矩 I_G 的计算

在计算大齿圈轮毂惯性矩时, 由于中间滑动轴承连接到车体上, 支撑作用非常强, 因此将中间滑动轴承右边看作悬臂梁, 对其悬臂长度对应的惯性矩进行计算。大齿圈轮毂可看作空心圆轴, 大齿圈轮毂的结构如图 3 所示。

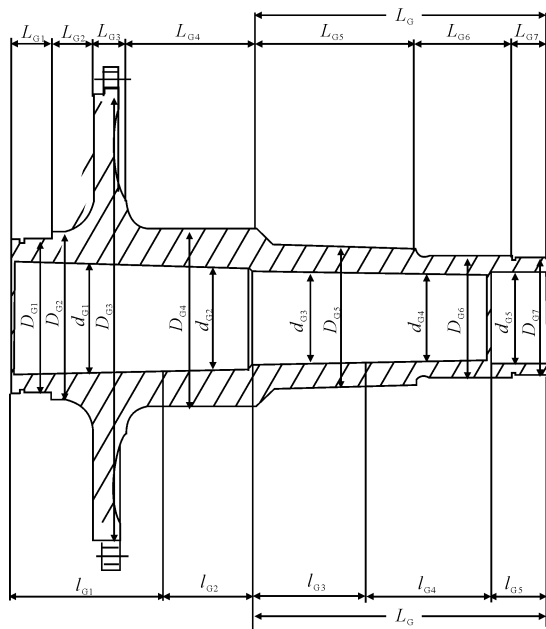


图 3 终传动第二级大齿圈轮毂的零件

Fig. 3 Final drive secondary structure of large gear ring wheel hub

注: $L_{G1}, L_{G2}, \dots, L_{G7}$ 分别为大齿圈轮毂外圈第 1~第 7 轴段的长度; $D_{G1}, D_{G2}, \dots, D_{G7}$ 分别为大齿圈轮毂外圈第 1~第 7 轴段的计算直径; $l_{G1}, l_{G2}, \dots, l_{G5}$ 分别为大齿圈轮毂内圈第 1~第 5 轴段的长度; $d_{G1}, d_{G2}, \dots, d_{G5}$ 分别为大齿圈轮毂内圈第 1~第 5 轴段的计算直径。

则大齿圈轮毂外圈悬臂端的当量直径 D_{VG} 为

$$D_{VG} = \sqrt[4]{\frac{L_G}{\sum_{i=1}^7 l_{Gi} / D_{Gi}^4}} = \sqrt[4]{\frac{L_G}{l_{G5} / D_{G5}^4 + l_{G6} / D_{G6}^4 + l_{G7} / D_{G7}^4}} \quad (4)$$

大齿圈轮毂内圈悬臂端的当量直径 d_{VG} 为

$$d_{VG} = \sqrt[4]{\frac{l_G}{\sum_{i=3}^5 l_{Gi}/d_{Gi}^4}} = \sqrt[4]{\frac{l_G}{l_{G3}/d_{G3}^4 + l_{G4}/d_{G4}^4 + l_{G5}/d_{G5}^4}} \quad (5)$$

因此,大齿圈轮毂悬臂端的惯性矩 I_G 为

$$I_G = \frac{\pi D^4}{64} (1 - \alpha^4) = \frac{\pi D_{VG}^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d_{VG}}{D_{VG}} \right)^4 \right] = \frac{\pi}{64} \frac{L_G}{L_{G5}/D_{G5}^4 + L_{G6}/D_{G6}^4 + L_{G7}/D_{G7}^4} \cdot \left(1 - \frac{L_{G5}/D_{G5}^4 + L_{G6}/D_{G6}^4 + L_{G7}/D_{G7}^4}{l_{G3}/d_{G3}^4 + l_{G4}/d_{G4}^4 + l_{G5}/d_{G5}^4} \right) \quad (6)$$

2.1.2 半轴惯性矩 I_Z 的计算

半轴的结构如图 4 所示,简化为悬臂梁。

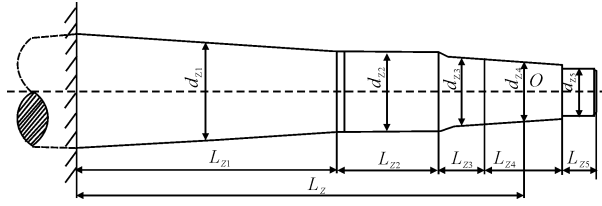


图 4 终传动半轴的结构

Fig. 4 Final drive structure of half shaft

注: $L_{Z1}, L_{Z2}, \dots, L_{Z5}$ 分别为半轴第 1~第 5 轴段的长度; $d_{Z1}, d_{Z2}, \dots, d_{Z5}$ 分别为半轴第 1~第 5 轴段的计算直径; O 为载荷对半轴的作用点; L_Z 为载荷对半轴的作用长度。

则半轴的当量直径 d_{VZ} 为

$$\frac{F_G}{F_Z} = \frac{L_Z E_G I_G}{L_G E_Z I_Z} = \frac{(L_{Z1} + L_{Z2} + L_{Z3} + L_{Z4}/2) E_G L_G / (L_{G5}/D_{G5}^4 + L_{G6}/D_{G6}^4 + L_{G7}/D_{G7}^4) [1 - (L_{G5}/D_{G5}^4 + L_{G6}/D_{G6}^4 + L_{G7}/D_{G7}^4) / (l_{G3}/d_{G3}^4 + l_{G4}/d_{G4}^4 + l_{G5}/d_{G5}^4)]}{(L_{G5} + L_{G6} + L_{G7}) E_Z L_Z / (l_{Z1}/d_{Z1}^4 + l_{Z2}/d_{Z2}^4 + l_{Z3}/d_{Z3}^4 + l_{Z4}/d_{Z4}^4 + l_{Z5}/d_{Z5}^4)} \quad (12)$$

则行走架在水平面内的载荷 P 传递到大齿圈轮毂的载荷 P_1 为

$$P_1 = P \frac{F_G}{F_G + F_Z} \quad (13)$$

行走架在水平面内的载荷 P 传递到半轴的载荷 P_2 为

$$P_2 = P - P_1 \quad (14)$$

行走架在垂直面内的载荷 R 传递到大齿圈轮毂的载荷 R_1 为

$$R_1 = R \frac{F_G}{F_G + F_Z} \quad (15)$$

则行走架在垂直面内的载荷 R 传递到半轴的载荷 R_2 为

$$R_2 = R - R_1 \quad (16)$$

2.4 大齿圈轮毂和半轴强度的计算

行走架传递到大齿圈轮毂和半轴的载荷确定后,就可以根据大齿圈轮毂和半轴的力学分析模型进行强度校核计算。大齿圈轮毂危险截面即驱动链轮处大齿圈轮毂的强度 σ_{eLG} 为

$$d_{VZ} = \sqrt[4]{\frac{L_Z}{\sum_{i=1}^5 l_{Zi}/d_{Zi}^4}} = \sqrt[4]{\frac{L_Z}{l_{Z1}/d_{Z1}^4 + l_{Z2}/d_{Z2}^4 + l_{Z3}/d_{Z3}^4 + l_{Z4}/d_{Z4}^4 + l_{Z5}/d_{Z5}^4}} \quad (7)$$

因此,半轴的惯性矩 I_Z 为

$$I_Z = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi d_{VZ}^4}{64} = \frac{\pi}{64} \left(\frac{L_Z}{l_{Z1}/d_{Z1}^4 + l_{Z2}/d_{Z2}^4 + l_{Z3}/d_{Z3}^4 + l_{Z4}/d_{Z4}^4 + l_{Z5}/d_{Z5}^4} \right) \quad (8)$$

2.2 作用长度的确定

载荷对大齿圈轮毂的作用长度 L_G ,由图 3 可知

$$L_G = L_{G5} + L_{G6} + L_{G7} \quad (9)$$

载荷对半轴的作用长度 L_Z ,由图 4 可知

$$L_Z = L_{Z1} + L_{Z2} + L_{Z3} + \frac{L_{Z4}}{2} \quad (10)$$

2.3 载荷的分配

梁纯弯曲时中性层的曲率为

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI} = \frac{F_G L_G}{E_G I_G} = \frac{F_Z L_Z}{E_Z I_Z} \quad (11)$$

式中: F_G 、 F_Z 分别为作用到大齿圈轮毂上和半轴上的载荷; E_G 、 E_Z 分别为大齿圈轮毂和半轴的弹性模量。

从而推导出大齿圈轮毂和半轴之间载荷的分配比例关系为

$$\sigma_{eLG} = \frac{M_{eLG}}{W_{LG}} = \frac{\sqrt{M_{HLG}^2 + M_{VLG}^2} + (\alpha T)^2}{W_{LG}} = \frac{\sqrt{(-P_1 L_4 + F_{rQL} L_5)^2 + (R_1 L_4 + F_{rQL} L_5)^2} + (\alpha T)^2}{(1 - (d_{LG}/D_{LG})^4) \pi D_{LG}^3 / 32} \quad (17)$$

式中: M_{eLG} 为大齿圈轮毂的当量弯矩; W_{LG} 为大齿圈轮毂的抗弯截面系数; M_{HLG} 为大齿圈轮毂水平面内的弯矩; M_{VLG} 为大齿圈轮毂垂直面内的弯矩; T 为传递到终传动大齿圈上的转矩; α 为转矩 T 转化为当量弯矩时的应力折算系数,此处,转矩按脉动循环变化计算,取 $\alpha = 0.6$; d_{LG} 、 D_{LG} 分别为大齿圈轮毂危险截面即驱动链轮处大齿圈轮毂的内径和外径。

半轴危险截面即半轴固定端处的强度 σ_{eBZ} 为

$$\sigma_{eBZ} = \frac{M_{eBZ}}{W_{BZ}} = \frac{\sqrt{M_{HBZ}^2 + M_{VBZ}^2}}{W_{BZ}} = \frac{\sqrt{(P_2 L_Z)^2 + (R_2 L_Z)^2}}{0.1 d_{BZ}^3} \quad (18)$$

式中: M_{eBZ} 为大齿圈轮毂的当量弯矩; W_{BZ} 为大齿圈轮毂的抗弯截面系数; M_{HBZ} 为大齿圈轮毂水平面内

的弯矩; M_{VBZ} 为大齿圈轮毂垂直面内的弯矩; d_{BZ} 为半轴危险截面即固定端处的直径。

3 工程实例及仿真验证

3.1 基本概况及计算结果

3.1.1 基本概况

履带车辆与本文计算相关的载荷参数中 T 为 53 517 033.5 N·mm,转矩按脉动循环变化计算,

取应力折算系数 α 为 0.6,履带车辆参数如表 1 所示。

表 1 履带车辆载荷参数
Tab. 1 Load parameters of tracked vehicle N

P	R	F_{tCQ}	F_{rCQ}	F_{tQL}	F_{rQL}
49 960.6	13 003.1	195 407.9	7 112.6	131 259.3	69 791.8

履带车辆与本文计算相关的结构尺寸参数如表 2、表 3 所示。

表 2 履带车辆终传动长度尺寸参数

Tab. 2 Length parameters of tracked vehicle final drive mm

终传动结构长度参数	参数值	大齿圈轮毂外圈长度参数	参数值	大齿圈轮毂内圈长度参数	参数值	半轴长度参数	参数值
L_1	71.0	L_{G1}	38.6	l_{G1}	150.6	L_{Z1}	296.9
L_2	124.0	L_{G2}	41.4	l_{G2}	87.7	L_{Z2}	116.4
L_3	160.3	L_{G3}	33.0	l_{G3}	112.3	L_{Z3}	52.2
L_4	86.3	L_{G4}	130.2	l_{G4}	122.8	L_{Z4}	88.9
L_5	59.8	L_{G5}	157.1	l_{G5}	56.9	L_{Z5}	38.1
L	501.4	L_{G6}	95.5				
		L_{G7}	34.5				

表 3 终传动大齿圈轮毂内外圈直径尺寸参数

Tab. 3 Diameter parameters of final drive
large gear ring wheel hub mm

大齿圈轮毂外圈直径参数	参数值	大齿圈轮毂内圈直径参数	参数值	半轴直径参数	参数值
D_{G1}	150.0	d_{G1}	106.1	d_{Z1}	91.5
D_{G2}	172.6	d_{G2}	100.1	d_{Z2}	76.2
D_{G3}	439.7	d_{G3}	87.0	d_{Z3}	70.0
D_{G4}	175.4	d_{G4}	84.3	d_{Z4}	58.0
D_{G5}	139.8	d_{G5}	91.5	d_{Z5}	44.3
D_{G6}	120.7				
D_{G7}	115.0				

大齿圈轮毂材料为 45 Mn,查手册知其弹性模量 E_{G} 为 206 GPa;半轴的材料为 42GrMo,查手册知其弹性模量 E_{Z} 亦为 206 GPa。

3.1.2 理论计算结果

将履带车辆与本文计算相关的参数分别代入行走架传递到大齿圈轮毂载荷和半轴载荷计算公式,经计算,得到终传动与行走系统载荷分配问题载荷的计算结果,如表 4 所示。

表 4 载荷分配问题载荷计算结果

Tab. 4 Load calculation results of
load distribution problem N

P_1	P_2	R_1	R_2
47 666.6	2 294.0	12 406.0	597.1

将表 4 中的计算结果代入到大齿圈轮毂和半轴的强度计算式(17)和式(18)中,进行强度校核计算,

以便与有限元计算结果进行对比。大齿圈轮毂和半轴的强度校核计算结果如表 5 所示。

表 5 大齿圈轮毂和半轴的强度校核计算结果

Tab. 5 Strength check calculation results of
large gear ring wheel hub and half shaft MPa

大齿圈轮毂危险截面应力 σ_{eLG}	半轴危险截面应力 σ_{eBZ}
145.7	37.7

大齿圈轮毂的屈服强度为 375 MPa;半轴的屈服强度为 930 MPa。则终传动大齿圈轮毂和半轴安全系数分别为 2.6 和 24.7。由于工程机械中常用材料的安全系数一般为 7~12,因此大齿圈轮毂安全系数过低,在恶劣工况下极易破坏失效,有极大可能导致终传动失效破坏。因此,大齿圈轮毂需要在结构上加以优化改进或选用力学性能更高的优质材料。相反,终传动半轴的安全系数又过高,导致其生产成本偏高以及资源的浪费,因而半轴最好选取力学性能低一些的材料进行加工制造,从而获得更好的经济性。

3.2 有限元仿真分析验证

采用 Pro/Mechanica 分析模块进行有限元仿真分析进行验证。

3.2.1 有限元分析模型的简化及网格划分

在标准模块中建立简化几何模型,结构主体采用实体单元和板壳单元分析,网格采用自动网格划分和关键位置手工调节网格密度的形式。

3.2.2 有限元分析模型载荷及约束的施加

对于履带车辆直线推土作业工况,在整车重心处施加 7.15 kN 的总载荷,在驱动链轮轮齿上分别施加 93.3、27.2、2.1、3.1、4.6、0.6 kN 的圆周力,如图 5 所示。在行走架与顶推梁铰接处约束 X 方向位移,车体对称面约束 Y 方向位移,对车底面约束 Z 方向位移,如图 6 所示。

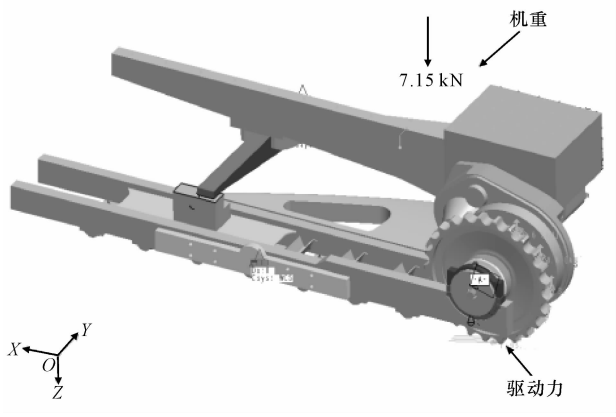


图 5 有限元分析模型加载示意

Fig. 5 Load of finite element analysis model

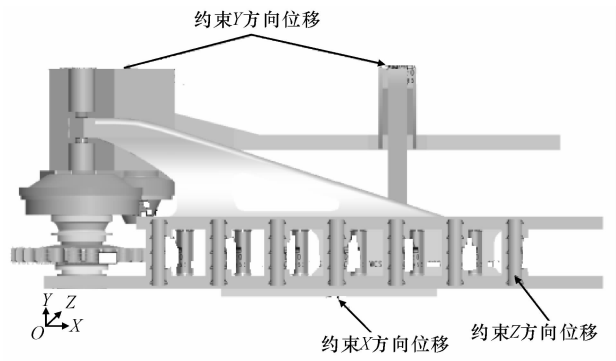


图 6 分析模型施加约束示意

Fig. 6 Constraints of analysis model

3.2.3 有限元仿真分析

对履带车辆行走及终传动直线推土工况的整车进行有限元仿真分析,有限元仿真分析结果如图 7 所示,槛值为 0~235 MPa。

由终传动大齿圈轮毂应力云图(图 8)可见,其最大应力出现在与驱动链轮轮毂连接处,值为 143 MPa,小于大齿圈轮毂屈服极限 375 MPa。由大齿圈轮毂位移云图(下页图 9)可见,其最大位移出现在位于支承座一侧的端部,值为 1.1 mm。

通过半轴应力云图(下页图 10)可见,其最大应力在压入机体附近,值为 36.2 MPa,远小于半轴的屈服极限 930 MPa。查看半轴位移云图(下页图



图 7 履带车辆总体 Von Mises 应力云图

Fig. 7 Overall Von Mises stress nephogram of tracked vehicle

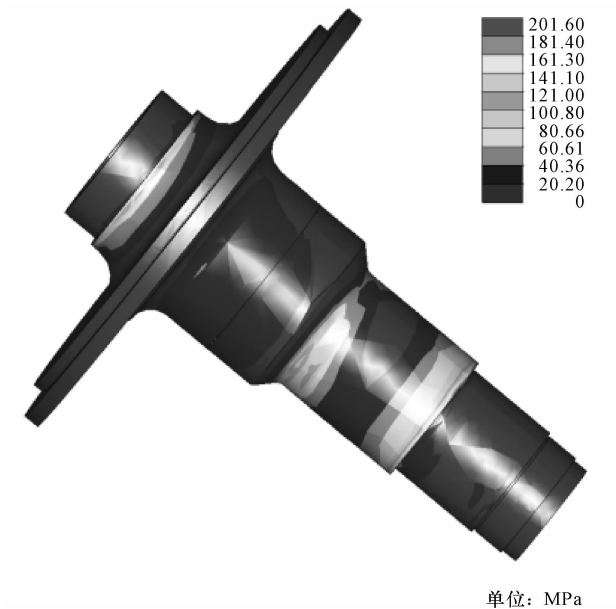


图 8 大齿圈轮毂 Von Mises 应力云图

Fig. 8 Von Mises stress nephogram of large gear ring wheel hub
11)发现,其最大位移在与行走架连接的端部,值为 1.0 mm。

3.3 理论计算与有限元仿真结果对比分析

终传动及行走系统载荷分配问题难以用仪器进行测量验证,因此本文从理论计算与有限元仿真分析进行互相验证。大齿圈轮毂和半轴的强度校核理论计算与有限元仿真分析结果对比如表 6 所示。

表 6 理论计算与有限元仿真分析结果对比

Tab. 6 Comparison of theoretical calculation results and finite element simulation analysis results

		MPa	
大齿圈轮毂 理论应力	大齿圈轮毂 仿真应力	半轴理论 应力	半轴仿真 应力
145.7	143	37.7	36.2

由表 6 可知,终传动大齿圈轮毂理论结果与有

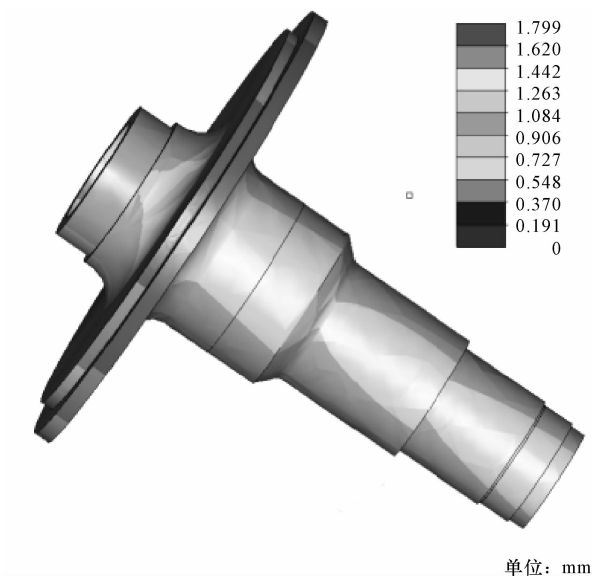


图 9 大齿圈轮毂位移云图

Fig. 9 Von Mises displacement nephogram of big ring gear wheel



图 10 半轴 Von Mises 应力云图

Fig. 10 Von Mises stress nephogram of half shaft

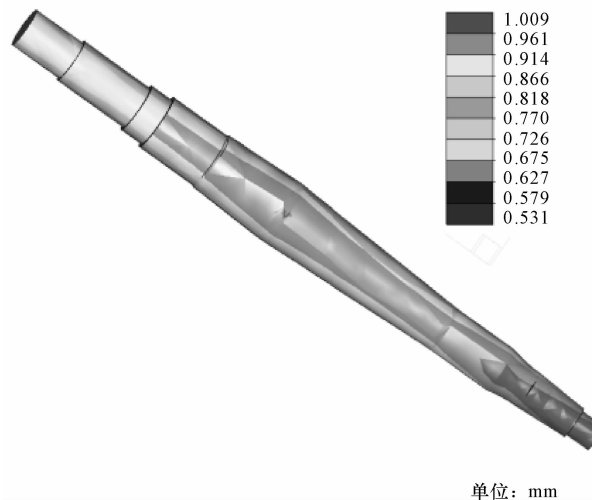


图 11 半轴位移云图

Fig. 11 Von Mises displacement nephogram of half shaft

限元结果比较接近,误差仅为 1.9%;终传动半轴的 2 种方法计算结果误差也比较小,为 4.1%,二者误

差都小于 5%,证明力学模型与数学模型以及有限元分析模型是正确的。因此终传动与行走系统载荷分配问题理论计算方法和有限元分析方法可以应用于此类问题中,提供了 2 种切实可行的计算分析方法。并且从该问题的分析结果可知,终传动大齿圈轮毂安全系数过低,在恶劣工况容易发生失效,所以必须提高其强度刚度,从而达到防止终传动失效的目的。生产制造厂接到该反馈信息后,即在材料以及热处理加工方面对大齿圈轮毂进行改进。改进完成后,在试验场地对改进后的 5 台车辆,进行了典型工况以及危险工况的全面试验。结果表明,改进后的履带车辆在各试验工况均是安全的,表明改进后履带车辆终传动的强度以及刚度均满足设计要求。履带车辆改进后的终传动系统如图 12 所示。



图 12 履带车辆改进后的终传动系统

Fig. 12 Improved final drive system of tracked vehicle

3.4 履带车辆终传动与行走系统配合设计准则

由式(12)~式(18)以及有限元分析可知,履带车辆行走系统与终传动大齿圈轮毂和半轴之间载荷分配的合理性主要取决于两者刚度的匹配设计。刚度越大,分配到的载荷就越大,根据需要进行合理的匹配设计。因此进行产品开发设计时,设计者可以利用本文建立的模型反复计算、修改,使零部件受力分配合理,以达到优化终传动设计的目的。

4 结 语

(1)通过对履带车辆行走系统与终传动载荷分配问题的研究,建立了该问题的力学模型与数学模型,并用有限元方法验证了理论模型的正确性,为此类问题的解决提供了可靠的理论计算方法与有限元计算方法,并为终传动系统的优化与改进提供了理论依据,对此类工程问题的解决具有重要的指导意义。

(2)履带车辆行走系统与终传动大齿圈轮毂和半轴之间载荷分配的合理性主要取决于二者刚度的匹配设计。刚度越大,分配到的载荷就越大,根据需要进行合理的设计,达到优化终传动的目的。

(3)利用本文推导的载荷分配计算方法,计算出终传动半轴和大齿圈轮毂各自分得的载荷,从而得以进行了半轴和大齿圈轮毂的强度校核。由计算结果可知,终传动大齿圈轮毂安全系数太低,需要加强。改进设计后的车辆在试验场地进行了各工况试验,结果表明在各工况下工作都是安全的,切实解决了工程实际问题。

(4)对于履带车辆终传动系统失效破坏问题还将进一步做深入的理论与试验研究,并将本文的理论计算方法推广应用。

参考文献:

References:

- [1] Janarthanan B, Padmanabhan C, Sujatha C. Longitudinal dynamics of a tracked vehicle: simulation and experiment [J]. *Journal of Terramechanics*, 2012, 49(2): 63-72.
- [2] Pavazza R. On the load distribution of thin-walled beams subjected to bending with respect to the cross-section distortion [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2002, 44(2): 423-442.
- [3] Tjernberg A. Load distribution in the axial direction in a spline coupling [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2001, 8(6): 557-570.
- [4] Birrell S A, Haslam R A. The effect of load distribution within military load carriage systems on the kinetics of human gait [J]. *Applied Ergonomics*, 2010, 41(4): 585-590.
- [5] Simon V. Load distribution in cylindrical worm gears [J]. *Transactions of the ASME*, 2003, 125(2): 356-364.
- [6] Kolivand M, Kahraman A. A load distribution model for hypoid gears using ease-off topography and shell theory [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2009, 44

(10): 1848-1865.

- [7] Nagatomo T, Takahashi K, Kigawa T, et al. Effects of load distribution on life of radial roller bearings [J]. *Journal of Tribology*, 2012, 134(2): 1-7.
- [8] Amasorrain J L, Sagartzazu X, Damian J. Load distribution in a four contact-point slewing bearing [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2003, 38(6): 479-496.
- [9] 朱红红, 李成, 何龙, 等. 复合材料两钉斜削搭接接头钉载分配与连接强度研究 [J]. *机械工程学报*, 2012, 48(20): 57-62.
ZHU Hong-hong, LI Cheng, HE Long, et al. Research on pin load distribution and joining strength for multi-bolt beveled-lap composite joints [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2012, 48(20): 57-62. (in Chinese)
- [10] 赵群, 丁运亮, 金海波. 结构刚度对翼根螺栓组载荷分布的影响 [J]. *航空学报*, 2008, 29(4): 931-936.
ZHAO Qun, DING Yun-liang, JIN Hai-bo. Effects of structure stiffnesses on the load distribution of bolt group at wing root [J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2008, 29(4): 931-936. (in Chinese)
- [11] Kim J, Yoon J C, Kang B S. Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints [J]. *Applied Mathematical Modeling*, 2007, 31(5): 895-911.
- [12] Yorgun C, Dalci S, Altay G A. Finite element modeling of bolted steel connections designed by double channel [J]. *Computers and Structures*, 2004, 82(29/30): 2563-2571.
- [13] 方清, 孙宇新, 沈培辉, 等. 伸缩杆管体超静定问题的有限元求解 [J]. *兵工学报*, 2009, 30(4): 408-414.
FANG Qing, SUN Yu-xin, SHEN Pei-hui, et al. A finite element solution for the indeterminate problem of telescopic rod/tube penetrators [J]. *Acta Armamentarii*, 2009, 30(4): 408-414. (in Chinese)
- [14] Rojas A L. Method of structural analysis for statically indeterminate beams [J]. *International Journal of Innovative Computing, Information and Control*, 2012, 8(8): 5473-5486.