
自己加个封面，格式或者文本（如有特殊要求）可以自行调整，千万不要动数据，数据和图纸是一一对应的。

摘要

万向传动轴在汽车上应用比较广泛。发动机前置后驱或全驱汽车行驶时，由于悬架不断变形，变速器或分动器的输出轴与驱动桥输入轴轴线之间的相对位置经常发生变化，因而普遍采用可伸缩的十字轴万向传动轴。本设计注重实际应用，考虑整车的总体布置，改进了设计方法，力求整车结构及性能更为合理。传动轴由轴管、万向节、伸缩花键等组成。伸缩套能自动调节变速器与驱动桥之间的距离变化；万向节是保证变速器输出轴与驱动桥输入轴梁周线夹角发生变化时实现两轴的动力传输；万向节由十字轴、十字轴承和凸缘叉等组成。传动轴的布置直接影响十字轴万向节、主减速器的使用寿命，对汽车的震动噪声也有很大影响，在传动轴的设计中，主要考虑传动轴的临界转速，计算传动轴的花键轴和轴管的尺寸，并校核其扭转强度和临界转速，确定出合适的安全系数，合理优化轴与轴之间的角度。

本文主要研究所设计车型万向传动轴的布置方案，包括但不限于万总体布置方案、传动轴管方案、伸缩花键方案和万向节方案的选择设计。

传动轴的各段受力分析，把传动轴分成两端，分别求得每段的临界转速和扭矩载荷。

根据各段的临界转速和扭矩分别设计校核轴管、十字轴、花键和滚针轴承等，最后计算了中间支撑的刚度特性。

关键词:传动轴，万向节，伸缩花键，扭转强度，安全系数

Abstract

Universal drive shafts are widely used in automobiles. When driving a front engine rear drive or full drive vehicle, the relative position between the output center of the transmission or transfer case and the input shaft axis of the drive axle often changes due to the continuous deformation of the suspension. Therefore, retractable cross shaft universal transmission shafts are commonly used. This design focuses on practical applications, considers the overall layout of the vehicle, and improves the design method to make the vehicle structure and performance more reasonable. The transmission shaft is composed of shaft tubes, universal joints, expansion splines, etc. The telescopic sleeve can automatically adjust the distance change between the transmission and the drive axle; The universal joint ensures the power transmission between the two shafts when the angle between the transmission output shaft and the drive axle input shaft beam changes; The universal joint consists of a cross shaft, a cross bearing, and a flange fork. The layout of the transmission shaft directly affects the service life of the cross shaft universal joint and the main reducer, as well as the vibration and noise of automobiles. In the design of the transmission shaft, the critical rotational speed of the transmission shaft is mainly considered, the dimensions of the spline shaft and shaft tube of the transmission shaft are calculated, and its torsional strength and critical rotational speed are checked to determine an appropriate safety factor, and the angle between the shafts is reasonably optimized.

Key words: transmission shaft, universal joint, expansion spline, torsional strength, safety factor

目录

摘要.....	III
Abstract.....	IV
目录.....	V
第1章 绪论.....	1
1.1 研究的背景及意义.....	1
1.2 研究现状.....	1
1.3 主要研究内容.....	2
第2章 总体设计.....	3
2.1 传动轴的功用及组成.....	3
2.2 万向节的分类.....	3
2.3 传动轴设计标准.....	4
2.4 设计参数.....	5
2.5 万向传动轴的布置.....	5
2.6 传动轴管方案选择.....	5
2.7 伸缩花键方案选择.....	6
2.8 万向节方案选择.....	6
第3章 万向传动装置的受力分析.....	7
3.1 万向节受力分析.....	7
3.2 传动轴的计算载荷.....	9
第4章 传动轴的设计与校核.....	12
4.1 传动轴的临界转速.....	12

4.2 传动轴长度选择.....	12
4.3 传动轴管内外径确定.....	12
4.4 传动轴扭转强度校核.....	13
4.5 花键设计和校核.....	14
第5章 万向节的设计与校核.....	16
5.1 十字轴的设计及校核.....	16
5.2 十字轴滚针轴承的校核.....	17
5.3 万向节叉的设计及校核.....	18
第6章 传动轴中间支承的设计.....	20
6.1 中间支承结构形式的选择.....	20
6.2 中间支承刚度的理论计算.....	21
结论.....	22
参考文献.....	23

第1章 绪论

1.1 研究的背景及意义

如今，随着世界经济的发展，汽车行业也得到了急速的发展。重型货车作为我国物流运输的主要交通工具，随着物流行业的高速发展，对于重型货车的需求就越大。近年来，我国的道路交通也发生了很大的改变，可以允许大吨位汽车行驶，所以重型货车的就会得到更好的发展。重型货车相对来说重量较大，发动机的动力也会更大，对于汽车传动部分的要求也会越高。传动轴作为前置后驱汽车的关键部件，它的结构强度和传动效率会影响到整车性能。重型货车传动轴一般较长，容易出现故障，为了减少故障，降低用车成本，对汽车传动轴的设计很有意义。

1.2 研究现状

在国内，随着交通运输业的大力发展，促进了汽车的需求，从而增加了传动轴的需求。据统计，在2019年我国传动轴年产量5462万套，比上一年增加了648万套。我国的汽车工业发展较晚，以前基本靠引进技术为主，经过多年的发展，我国的传动轴技术已经具备自主研发能力^[2]。我国生产传动轴的企业有汽车集团自带，也有单独生产传动轴的企业。随着我国工业技术的提高，生产的高性价比传动轴也受到了国外的青睐，很多国外汽车企业都到国内采购汽车传动轴。

在国外，汽车发展历史悠久，技术发展较为领先，但是由于经过多年的发展，传动轴的发展基本已经到了瓶颈阶段。只有通过材料方面的突破才能得更先进的传动轴。随着汽车工业的全球化，越来越多的国外企业到我国开厂或进行投资。这也将会为我国传动轴行业的发展带来挑战和新的机遇。

曾义聪^[20]等人真对某法兰传动轴经镦粗、一次挤压、二次挤压、预锻、终锻等5道工序成形，经长期生产发现其中工序3的模具磨损失效快、换模频率高，严重影响了产品的生产效率。为解决该问题，尝试对工序3的模具结构进行改进，根据其结构特征设计了两种改进方案，并基于Deform-3D分别进行了建模与仿真。首先，对原工艺进行了数值分析，初步验证了Archard修正模型的可靠性；其次，对改进后方案中锻件成形的完整度以及金属流线变化进行了分析，判断锻件是否

存在成形缺陷，并比较了改进前、后模具磨损的变化情况；最后，对模拟分析结果进行了试模验证。结果表明：试验结果与模拟结果一致性较好，建模分析准确，改进后方案能够实现锻件的成形，其中方案1的成形效果更好，在不影响工序4的模具寿命的前提下，工序3的模具平均寿命从3472件提高至6235件，很好地解决了企业的难题。

朱杰^[21]等人为研究万向节传动轴的动态特性，采用了有限元分析法对万向节传动轴进行约束模态分析，包括固有频率和振型，并结合试验验证结果，确定了最适用传动轴临界转速的接触算法，保证了有限元法的有效性；进一步研究了传动轴临界转速的影响因素。结果表明：传动轴长度对临界转速影响较大，并呈现二次非线性关系，而材质对临界转速影响较小；万向节作为传动轴上的关键部件，过大的动载荷会缩短其使用寿命，进而造成整根传动轴失效，而其动载荷的大小可由两端所受反力间接表征。通过计算传动轴固定端和花键副处的支反力，为万向节动载荷受力情况提供判断依据，进而指导万向节最优寿命的传动轴总成设计。

赵江^[19]对商用车用万向传动轴的作用是连接不在同一直线上的变速器输出轴和主驱动桥输入轴，从而达到驱动汽车的目的，它主要由万向节、传动轴和中间支承组成，文章首先阐述了万向传动轴的主要结构组成、功能及工作原理，根据整车提供的参数，进行传动轴的初步选型后，然后利用简明的作图法进行传动轴的布置校核，并进行详细数据计算，并将传动轴的长度、临界转速、扭矩以及当量夹角等重要设计参数进行全面的校核匹配，并根据计算匹配结果，选择合适的传动轴规格，在商用车的设计中，对传动系统的匹配设计有较重要的意义。

1.3 主要研究内容

根据设计任务书，查找资料，选定设计所需参数对传动轴进行设计。设计的主要内容包括：

- ①查阅资料，对传动系统原理和传动轴原理以及其国内外研究现状进行分析；
- ②拟定传动轴的传动结构方案并进行选择；
- ③传动轴总体结构设计，对传动轴结构进行分析，计算传动轴所需参数；
- ④传动轴的受力分析，并确定传动机构的结构形式并进行校核；
- ⑤中间支承设计并设计总结，画出图纸。

先进行总体设计，然后进行受力分析，然后分别进行轴管、花键、万向节和中间支撑的设计。

1.4 章节安排

第一章本设计的背景意义、研究现状及研究内容。

第二章总体设计，包括总布置设计、主要零件的方案选择

第三章受力分析

第四章传动轴和花键设计

第五章十字万向节设计

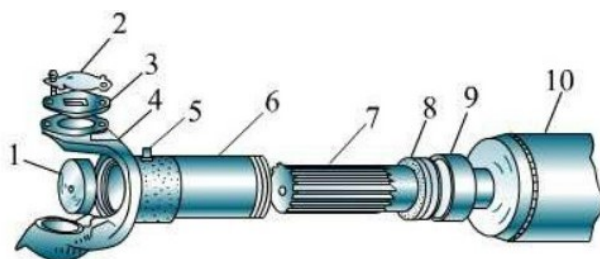
第六章中间支撑的简要计算

第2章 万向传动轴总体设计

2.1 传动轴的功用及组成

汽车传动轴主要是将变速器输出的扭矩传递到驱动轮主减速器，起到传递转矩的作用。汽车行驶过程中，车轮会因路面情况而上下跳动，为了避免传动轴折断，通常采用万向节连接，使其具有一定的自由度，所以又叫万向传动轴。

汽车传动轴大部分都是采用如2.1所示的结构，主要部件有万向节、伸缩花键和轴管等。



1-盖子；2-盖板；3-盖垫；4-万向节叉；5-加油嘴；6-伸缩套；7-滑动花键槽；8-油封；9-油封盖；10-传动轴管

图2.1传动轴的结构示意图

2.2 万向节的分类

万向节的作用相当于传动轴的“关节”，为传动轴提供活动的空间，避免传动轴因冲击而断裂，也方便传动轴的安装和布置。万向节种类多样，具体分类如下：

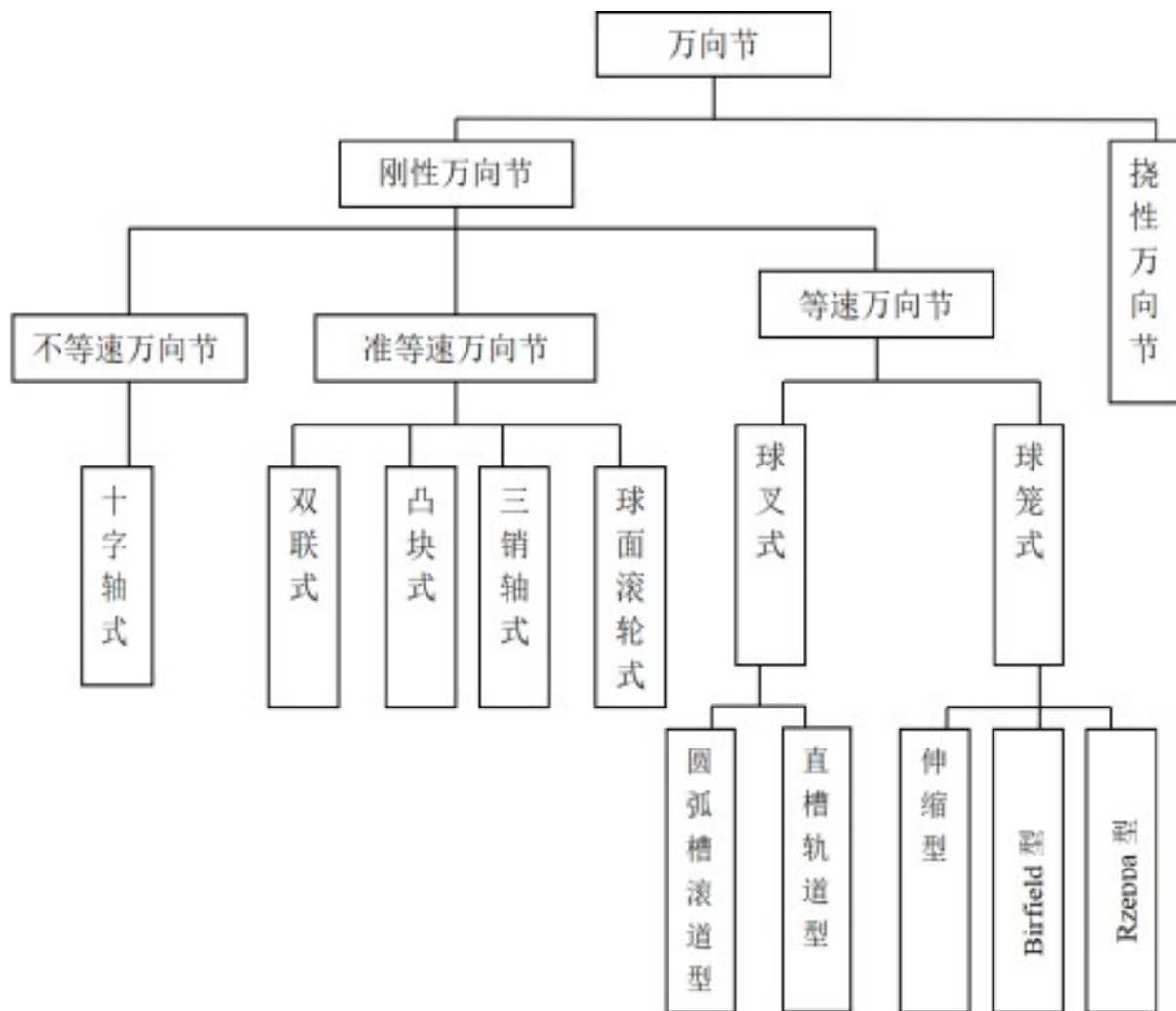


图2.2万向节分类图

2.3 传动轴设计的设计标准

传动轴的设计应该符合以下设计标准：

- ① GB 7258-2017 《机动车运行安全技术条件》
- ② QC/T 29082-1999 《汽车传动轴总成技术条件》
- ③ JB/T 8925-1999 《汽车万向节十字轴总成.技术总成》
- ④ JB/T 10189-2000 《汽车等速万向节及其总成》
- ⑤ QT/C 647-2000 《汽车转向万向节总成性能要求及实验方法》

2.4 设计参数

根据参考车型查询到该车型的设计数据如下：

表2.1 传动轴的设计参数表

驱动形式	4*2	轴距mm	3030
发动机最大转矩Nm	400	发动机最大转速Rpm	5800
变速器一档传动比	4.25	变速器最高的传动比	1
满载质量kg	2295	驱动桥载荷kg	1032.75
轮胎规格	245/45R19	主减速比	5.75
最高时速km/h	175	发动机最大功率kw	230

2.5 万向传动轴的布置

传动轴由于轴距较大，一般情况下，如果传动轴长度超过1.5m时，通常会将传动轴分成两段或者三段（如图2.1）万向节用三个或者四个，此种情况下，为了满足强度，必须使用中间支撑。由于本次设计汽车轴距为3030mm，所以讲万向传动轴布置成如下图形式。

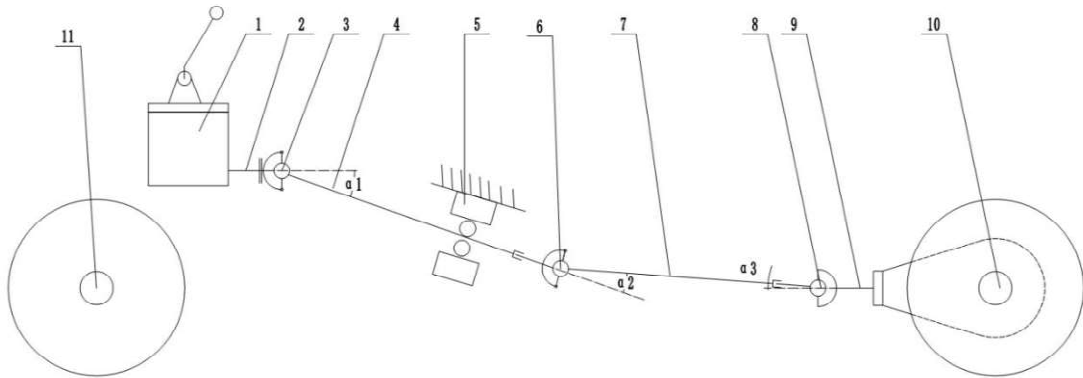


图2.1万向传动轴布置图

1、变速箱；2、输入轴；3、第一万向节；4、传动轴第一段；5、中间支撑；6、第二万向节；7、传动轴第二段；8、第三万向节；9、输出轴；10、驱动桥；11、转向桥。

2.6 传动轴管方案选择

由于传动轴的传递扭矩较大，采用实心传动轴虽然强度很好，但是质量过大，所以通常选择空心轴作为传动轴，这样可以承受更高的临界转速。空心轴管采用

实心材料加工的话，成本较高，所以选择低碳钢管作为轴管材料。

2.7 伸缩花键方案选择

由于汽车在行驶过程中，由于路况等原因会使得传动轴的长度发生变化，为了解决这一问题，采用伸缩花键连接，可以根据具体情况伸长缩短。花键一般有两种形式，一种是矩形花键，优点是结构简单、制造容易、定心精度高、稳定性好、承载能力较大；另一种是渐开线花键，优点是连接强度较大，寿命长。参考同类车型，选择矩形花键。花键应该做安装标记，方便再次安装，防止破坏动平衡。花键长度在设计时，应该根据具体情况进行分析，根据传动轴布置的夹角和长度的变化范围进行选择。

2.8 万向节方案选择

万向节的分类多种多样，汽车上常用的万向节主要有普通十字轴万向节、等速万向节、挠性万向节等几种。为了更好的选择满足本次设计车型的万向节，将上面三种万向节的优缺点对比如表2.2所示

表2.2 三种万向节的优缺点对比

类型	优点	缺点
普通十字轴式万向节	结构简单、工作可靠、零件少和质量小、强度高、传动效率高、成本低	两轴夹角不宜过大，夹角过大时，寿命将缩小
等速万向节	结构简单、承载能力强	加工精度较高，一般用于乘用车
挠性万向节	可以减少振动、动载荷、噪声、结构简单、使用过程中无需润滑	一般用于夹角较小的万向传动场合

经过对比结合本次设计车型选择结构简单，成本低，制造方便的普通十字万向节。

第3章 万向传动装置的受力分析

3.1 万向节受力分析

由于汽车行驶过程中，驱动桥会上下跳动以及传动轴的布置等原因，万向节的主、从动轴之间会存在夹角 α ，它们之间的关系如下：

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos\alpha}{1 - \sin^2\alpha \cos^2\varphi_1} \quad (3-1)$$

式中：

φ_1 ——主动叉转角；

ω_1 ——主动轴角速度；

ω_2 ——从动轴角速度。

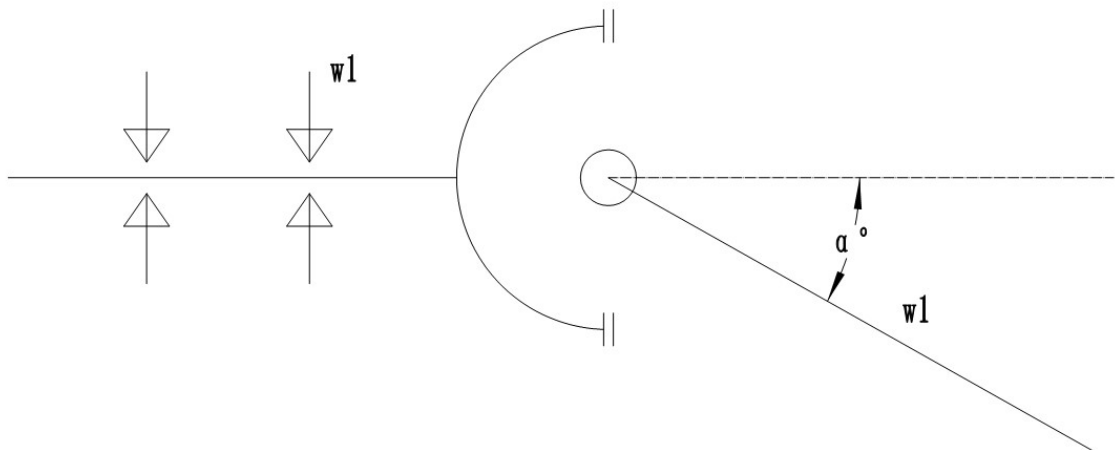


图3.1 轴管计算简图

根据上式，因为 $\cos^2\varphi_1$ 是以 2π 为周期的函数，所以 ω_2/ω_1 也为同周期的周期函数。 ω_2 达到最大值时， φ_1 为 0 、 π ， $\omega_{2max} = \omega_1/\cos\alpha$ ； ω_2 达到最小值时， ω_2 为 $\pi/2$ 、 $3\pi/2$ ， $\omega_{2min} = \omega_1\cos\alpha$ 。由此可以看出主动轴用等角速度旋转时，从动轴时快时慢，所以其具有不等速性。

不等速性可用转速不均匀系数 K 表示

$$K = \frac{\omega_{2max} - \omega_{2min}}{\omega_1} = \sin\alpha \tan\alpha \quad (3-2)$$

主动叉转角 φ_1 和从动叉转角 φ_2 间的存在如下关系

$$\tan\varphi_1 = \tan\varphi_2 \cos\alpha \quad (3-3)$$

如不计万向节摩擦损失，主、从动轴转矩 T_1 和 T_2 与各自相应的角速度有

$$T_1\omega_1 = T_2\omega_2 \quad (3-4)$$

这样就有

$$T_2 = \frac{1 - \sin^2\alpha \cos^2\varphi_1}{\cos\alpha} T_1 \quad (3-5)$$

显然，当 ω_2/ω_1 最小时，从动轴上转矩为最大值， $T_{2\max}=T_1/\cos\alpha$ ；当 ω_2/ω_1 最大时，从动轴上转矩为最小值， $T_{2\min}=T_1\cos\alpha$ 。当 T_1 与 α 一定时， T_2 在其最大值与最小值之间每一转变化两次。

具有夹角 α 的十字轴万向节，由于其主从动叉轴上的转矩 T_1 、 T_2 作用在不同的平面上，因此仅在主动轴驱动转矩和从动轴反转矩的作用下是不能平衡的。在不计万向节惯性力矩时，主从动叉轴上的转矩 T_1 、 T_2 的矢量互成一角度而不能自行封闭，此时在万向节上必然还作用另外的力矩。从万向节叉与十字轴之间的约束关系分析可知，主动叉对十字轴的作用力矩，除主动轴驱动转矩 T_1 外，还作用在主动叉平面的弯曲力矩 T_1' 。同理，从动叉对十字轴也作用有从动轴反转矩 T_2 和作用在从动叉平面的弯曲力矩 T_2' 。在这四个力矩作用下，使十字轴万向节得以平衡。

当主动叉处于 $\varphi_1=0$ 和 π 位置时，由于 T_1 作用在十字轴轴线平面上，故 T_1' 比为零；而 T_2 的作用平面与十字轴不共平面，必有 T_2' 存在，且矢量 T_2' 垂直于矢量 T_2 ，合矢量 $T_2' + T_2$ 指向十字轴平面的法线方向，与 T_1 大小相等，方向相反。这样，从动叉的附加弯矩 $T_2' = T_1\sin\alpha$ 。当主动叉处于 $\varphi_1=\pi/2$ 和 $3\pi/2$ 位置时，同理可知 T_2' 为零，主动叉上的附加弯矩 $T_1' = T_1\tan\alpha$ 。

附加弯矩 T_1' 、 T_2' 大小是在零与上述两最大值之间变化，变化周期为 π ，即每一转变化两次。 T_2' 使从动叉轴支撑承受周期性变化的径向载荷为

$$F_{2j} = \frac{T_2'}{L_2} = \frac{T_1\sin\alpha}{L_2} \quad (3-6)$$

式中： L_2 为万向节中心至从动叉支撑间的距离。同理得到主动叉轴同样承受周期性变化的径向载荷为

$$F_{2c} = \frac{T_1\tan\alpha}{L_2\cos\alpha} \quad (3-7)$$

假如多万向节传动的各轴轴线均在同一平面，且各传动轴两端万向节叉平面之间的夹角为零或 $\pi/2$ ，则当量夹角 α_0 为

$$\alpha_e = \sqrt{|\alpha_1^2 \pm \alpha_2^2 \pm \alpha_3^2 \pm \dots|} \quad (3-8)$$

式中： α_1 、 α_2 、 α_3 等为各万向节的夹角。式中正负号这样确定：当第一万向节的主动叉处在各轴轴线所在的平面内，在其余的万向节中，如果其主动叉平面与此平面重合定义为正，与此平面垂直定义为负。在设计多万向节传动时，总是希望其当量夹角 α_e 尽可能小。一般设计时，应使空载和满载两种工况下 α_e 不大于 3° 。另外，对于多万向节传动输出轴的角加速度幅值 $\alpha_e^2 \omega_1^2$ 应加以限制。对于乘用车， $\alpha_e^2 \omega_1^2 \leq 350 \text{rad/s}^2$ ；对于商用车， $\alpha_e^2 \omega_1^2 \leq 600 \text{rad/s}^2$ 。

各个万向轴的主动、从动轴的夹角是根据车型结构布局来的，很难通过理论计算得出，并且根据查阅相关材料，万向节主从动轴的夹角应小于 $15-20^\circ$ 。本次初选 $\alpha_1=5^\circ$ ， $\alpha_2=5^\circ$ ， $\alpha_3=5^\circ$ ，则当量夹角 α_e

$$\alpha_e = \sqrt{|\alpha_1^2 \pm \alpha_2^2 \pm \alpha_3^2|} = 8.66^\circ \quad (3-9)$$

进而计算校核条件

$$\alpha_e^2 \omega_1^2 = 213.49 \text{ rad/s}^2 \quad (3-10)$$

根据本次设计的车型， $\alpha_e^2 \omega_1^2 \leq 280 \text{rad/s}^2$ 因此校核符合要求。

3.2 传动轴的计算载荷

万向传动轴因布置位置不同，计算载荷也不同。计算方法主要有三种，分别为：

(1) 按发动机最大转矩和一档传动比来计算

$$T_{se} = \frac{k_D T_{emax} k_i i_1 \eta}{n} \quad (3-11)$$

式中：

k_D -为猛接离合器所产生的的动载系数，液力自动变速器， $k_D=1$

高性能赛车的机械变速器， $k_D=3$

性能系数 $f_j=0$ 的汽车， $k_D=1$

性能系数 $f_j>0$ 的汽车， $k_D=2$ 。

T_{emax} -发动机最大转矩，400Nm。

k -液力变矩器变矩系数，取1。

i_1 -变速器一档传动比，4.25。

i_f -分动器传动比，见表。

η -发动机到万向传动轴的传动效率，取0.97。

n-计算用驱动桥数，见表。

性能系数的计算如下

$$f_j = \frac{1}{100} \left(16 - 0.195 \frac{m_a g}{T_{ema}} \right) \quad 0.195 \frac{m_a g}{T_{emax}} < 16 \text{时}$$

$$f_j = 0 \quad 0.195 \frac{m_a g}{T_{emax}} \geq 16 \text{时} \quad (3-12)$$

式中：

m_a -汽车最大质量，2295kg

g -重力加速度

计算

$$0.195 \frac{m_a g}{T_{emax}} = 11.19 \quad (3-13)$$

所以选取 $f_j=0.05$ ，因此 $k_D=2$ 。

分动器传动比和计算用驱动桥数取法见下表。

表3.1 分动器分动比和驱动桥数

车型	高档传动比ifg和低挡传动比ifd	if	n
4*2		ifg	1
4*4	ifg > ifd/2	ifg	1
4*4	ifg < ifd/2	ifd	2
6*6	ifg/2 > ifd/3	ifg	2
6*6	ifg/2 < ifd/3	ifd	3

本次设计驱动形式是4*2，高档传动比 $i_{fg}=1$ ，低挡传动比 $i_{fd}=4.25$ ，通过简单的计算，选取 $i_f=1$ ，计算用驱动桥数 $n=1$ 。

根据前述计算出来 $T_{se}=3298 \text{ Nm}$ 。

(2) 按驱动轮打滑计算

$$T_{ss} = \frac{G_2 m_2' \varphi r_r}{n} \quad (3-14)$$

式中：

G_2 -驱动桥静载荷，10327.5N。

m_2' -乘用车1.2-1.4，商用车1.1-1.2，本次设计是商用载货汽车，此处取1.3。

φ -轮胎与地面的附着系数，取0.85。

r_r -轮胎滚动半径，查的0.352m

i_0 -主减速器传动比，5.75。

i_m -主减速器从动轮到车轮传动比，取1

η_m -主减速器主动轮到车轮之间的传动效率，取0.9。

计算 $T_{ss}=776 \text{ Nm}$

(3) 按日常平均使用转矩计算

$$T_{sf} = \frac{F_t r_r}{i_0 i_m \eta_{mn}} \quad (3-15)$$

式中：

F_t -日常行驶平均牵引力。

i_0 -主减速器传动比，5.75。

i_m -主减速器从动轮到车轮传动比，取1

η_m -主减速器主动轮到车轮之间的传动效率，取0.9。

$$F_t = \frac{P_{\text{emax}}}{v} \quad (3-16)$$

式中：

v -日常行驶速度，当取日常车速100km/h时， $v=27.78 \text{ m/s}$ 。

计算 $F_t=8280\text{N}$ ，进而计算 $T_{sf}=563 \text{ Nm}$ 。

对万向传动轴进行静强度计算时，计算载荷 T 取 T_{se} 和 T_{ss} 的最小值，安全系数取2.5-3，此处安全系数取3。

$$T = \min[T_{se}, T_{ss}] * 3 = 2329\text{Nm} \quad (3-17)$$

当对万向传动轴进行疲劳寿命计算时，计算载荷 T 取 T_{sf} 。

第4章 传动轴的设计与校核

4.1 传动轴的临界转速

长度一定时，传动轴断面尺寸的选择应保证传动轴有足够的强度和足够高的临界转速。所谓临界转速，就是当传动轴的工作转速接近于其弯曲固有振动频率时，即出现共振现象，以致振幅急剧增加而引起传动轴折断时的转速。输入轴临界转速的计算如下。

$$n_k = Kn_{\max} = 6960 \text{ r/min} \quad (4-1)$$

K-安全系数，1.2-2，此处取1.2。

n_{\max} -输入轴最高转速，发动机转速 n /变速器高档传动比，此处取5800 r/min。

4.2 传动轴长度选择

由前述设计，传动轴分为两端，长度 L_1 和 L_2 。本次设计车型根据轴距轴距3030，初选传动轴长度 $L_1=1364 \text{ mm}$ ， $L_2=1364 \text{ mm}$ 。

4.3 传动轴管内外径确定

临界转速取决于传动轴的尺寸、结构及其支撑情况。传动轴的临界转速计算公式为。由前面的万向节受力分析可知， ω_2 达到最大值时， ϕ_1 为0和 π ，此时 $\omega_{2\max} = \omega_1 / \cos \alpha$ ，即第一段万向轴的临界转速为。

$$n_{k1} = n_k / \cos \alpha_1 = 6987 \text{ r/min} \quad (4-2)$$

第二段万向轴的临界转速为

$$n_{k2} = n_{k1} / \cos \alpha_2 = 6993 \text{ r/min} \quad (4-3)$$

同时根据万向轴的结构尺寸

$$n_{k1} = 1.2 * 10^8 \frac{\sqrt{D_1^2 + d_1^2}}{L_1^2} \quad (4-4)$$

得出

$$D_1^2 + d_1^2 = \left(\frac{n_{k1} L_1^2}{1.2 * 10^8} \right)^2 = 6993 \quad (4-5)$$

式中：

D1-第一段传动轴外径

d1-第一段传动轴内径

传动轴由电焊钢管制成，壁厚1.5-3mm，本次设计取壁厚3mm，则 $D_1 = d_1 + 2 * 3$ ，带入上式，得到一个关于 d_1 的一元二次方程，解方程得 $d_1 = 73.48$ 或者 $d_1 = -79.48$ 。取整 $d_1 = 73$ mm，则 $D_1 = 79.00$ mm。同理可得第二段万向轴的壁厚为3mm，外径 $D_2 = 80$ mm，内径 $d_2 = 74$ mm。

4. 4传动轴扭转强度校核

由于传动轴只承受扭转应力而不承受弯曲应力，所以只需校核扭转强度，查资料许用应力 $[t_c] = 300$ Mpa，根据公式有

$$t_{c1} = \frac{16DT_1}{\pi(D^4 - d^4)} \quad (4-6)$$

式中：

T_1 -第一段传动轴扭矩。

根据前面万向节受力分析可知，当 ω_2/ω_1 最小时，从动轴上转矩为最大值， $T_{2max} = T_1/\cos \alpha$ ，因此 T_1 按照下式计算

$$T_1 = \frac{T}{\cos \alpha_1} \quad (4-7)$$

由前面可知 $\alpha_1 = 5^\circ$ ， $T = 2329$ Nm，因此 $T_1 = 2338$ Nm，带入前式得 $t_{c1} = 89.13$ Mpa，第一段万向轴强度符合要求。

同理

$$T_2 = \frac{T_1}{\cos \alpha_2} \quad (4-8)$$

由前面可知 $\alpha_2 = 5^\circ$ ， $T_1 = 2329$ Nm，因此 $T_2 = 2347$ Nm，带入前式得 $t_{c2} = 87.12$

Mpa, 第二段万向轴强度符合要求。

4.5 花键设计和校核

对于传动轴上的花键轴, 通常以底径计算其扭转切应力 t_h , 许用切应力一般按照安全系数 $2 \sim 3$ 确定, 取3。因此本设计的花键轴许用扭转切应力

$$[t_h] = \frac{[t_c]}{2.5} = 100\text{Nm} \quad (4-9)$$

根据下式计算花键轴轴径

$$d_h = \sqrt[3]{\frac{16T_1}{\pi [t_h]}} = 49.26\text{mm} \quad (4-10)$$

矩形花键的标准序列如下表。

表4.1 矩形花键标准序列

d	D	L
11	14	10-42
13	16	10-50
16	20	15-60
18	22	18-80
21	25	15-80
23	28	23-151
26	32	10-80
28	34	28-75
32	38	32-75
36	42	36-120
42	48	42-120
46	54	46-120
52	60	52-110
56	65	56-120
62	72	62-120
72	82	72-120
82	92	82-200

92	102	92-200
102	112	102-200
112	125	112-200

选取花键内径 $d=52$ mm，花键外径 $D=60$ mm，花键长度 $L=81$ mm。
花键齿侧挤压应力按下式计算。

$$\sigma_y = \frac{T_1 K'}{\left(\frac{D_h + d_h}{4}\right)\left(\frac{D_h - d_h}{2}\right)L_h n_0} \quad (4-11)$$

式中：

K' ——为花键转矩分布不均匀系数，取1.35；

D_h ——花键外径；

d_h ——花键内径；

L_h ——为花键有效工作长度；

n_0 ——为花键齿数,取8齿。

计算挤压应力 $\sigma_y=43.48$ Mpa。

对于不滑动花键，许用挤压应力为 $[\sigma_y]=50-100$ Mpa。

满足花键挤压强度。

第5章 万向节的设计与校核

5.1 十字轴的设计及校核

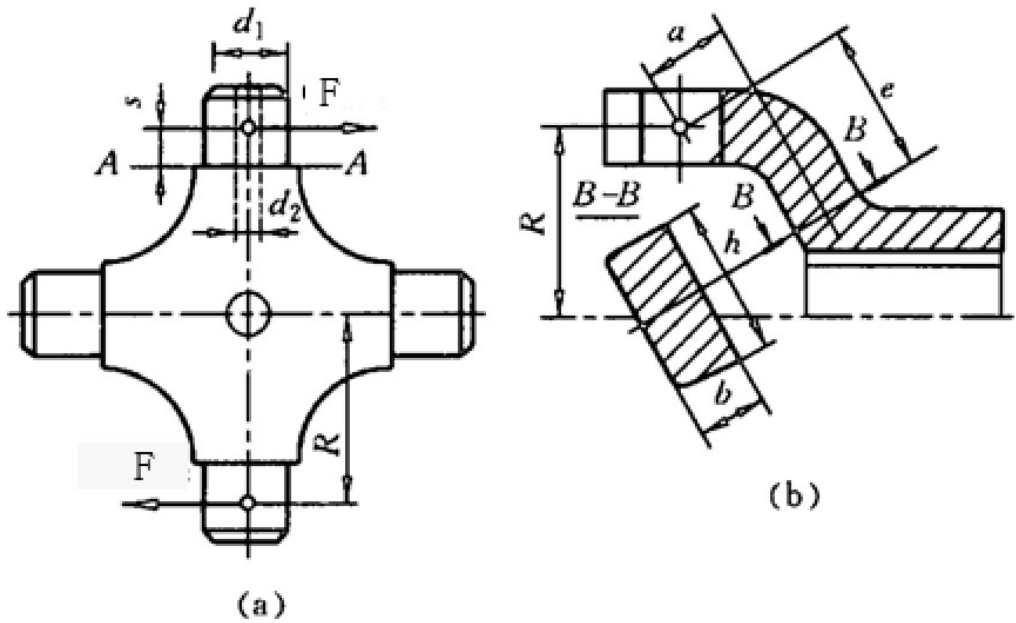


图5.1 十字轴简图

十字万向节的结构如图5.1所示，设作用于十字轴颈中点的力为 F ，则

$$F = \frac{T_1}{2R} \quad (5-1)$$

式中：

T_1 —第一万向节从动轴转矩，即第一传动轴转矩2338 Nm。

R —万向节滚针轴承中点到十字轴中心距离，取要比第一传动轴的半径略大，取为

$$R = \frac{3D_1}{2 \times 2} = 63.2\text{mm} \quad (5-2)$$

则 $F=18494$ N。

计算十字轴轴颈根部见图6.1 (a) 的截面 $A-A$ 处的弯曲应力 σ_w 和剪切应力 τ 为

$$\sigma_w = \frac{32DFs}{\pi(D^4 - d^4)} \leq [\sigma_w] \quad (5-3)$$

$$\tau = \frac{4F}{\pi(D^2 - d^2)} \leq [\tau] \quad (5-4)$$

式中：

D——十字轴轴颈直径，mm；

d——十字轴轴颈油道孔直径，mm；

s——力的作用点到轴颈根部的距离，mm。

十字轴的弯曲应力应不大于弯曲应力的许用值 $[\sigma_w]=250\text{--}350\text{Mpa}$ ；剪切应力应不大于切应力的许用值 $[\tau]=80\text{--}120\text{Mpa}$ ，由20CrMnTi制造，经渗碳淬火处理，表面硬度HRC58-65。

此处取切应力为 $t=80\text{Mpa}$ 。根据下式计算轴径D

$$D = \sqrt{\frac{4F}{t\pi}} = 17.16\text{mm} \quad (5-5)$$

由于轴上要开油孔，因此取1.2倍的安全系数，并且轴径取整得到 $D=22\text{mm}$ 。

根据下式计算十字轴油孔直径d

$$d = \sqrt{D^2 - \frac{4F}{t\pi}} = 14\text{mm} \quad (5-6)$$

油孔直径取整为 $d=14\text{mm}$ ，则实际计算出来的切应力

$$t = \frac{4F}{\pi(D^2 - d^2)} = 51.64\text{Mpa} \quad (5-7)$$

弯曲应力按下式计算

$$\sigma_w = \frac{32DFs}{\pi(D^4 - d^4)} \quad (5-8)$$

式中：

s-力的作用点到轴颈根部的距离，此处取为 $s=0.5D=11\text{mm}$ 。

由此可得 $\sigma_w=229.91\text{Mpa}$ 。

综上该十字轴，轴径 $D=22\text{mm}$ ，油孔直径 $d=14\text{mm}$ ， $R=63.2\text{mm}$ ， $s=11\text{mm}$ ，轴叉厚度 $b=18\text{mm}$ ，宽度 $h=R=63.2\text{mm}$ 弯曲强度和剪切强度均符合要求。

5.2 十字轴滚针轴承的校核

根据所选十字轴的尺寸，查得滚针轴承型号K22*26*10，滚针的直径 $d_0=2\text{mm}$ ，滚针的工作长度 $L_b=10\text{mm}$ ，滚针的列数 $i=1$ ，每列的滚针数 $Z=36$ 。

十字轴滚针轴承的许用接触应力为 $[\sigma]=3000\text{--}3200\text{Mpa}$ ，按下式计算接触应力。

$$\sigma_j = 272 \sqrt{\left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_0}\right) \frac{F_n}{L_b}} \leq [\sigma_j] \quad (5-9)$$

式中：

d_1 -十字轴外径，22mm

d_0 -滚针直径，2mm。

F_n -为合力作用下一个滚针所受到的最大载荷，由下式确定

$$F_n = \frac{4.6F}{iZ} \quad (5-10)$$

式中：

i -滚针列数取1。

Z -单列滚针数，36。

代入数据得 $F_n = 2363 \text{ N}$

因此

$$\sigma_j = 3453 \text{ Mpa} \quad (5-11)$$

通过上述计算，所选轴承符合设计要求。

5. 3万向节叉的设计及校核

万向节叉与十字轴组成连接支撑，在 F 力作用下产生支撑反力，在与十字轴轴孔中心线成 45° 的截面B-B处，万向节叉承受弯曲和扭转载荷，弯曲应力的许用值 $[\sigma_w]$ 为50-80Mpa，扭应力的许用值 $[\tau_b]$ 为80-160Mpa。

按下式计算弯曲应力 σ_w 和扭转应力 τ_b 分别为

$$\sigma_w = \frac{Fe}{W} \leq [\sigma_w] \quad (5-12)$$

$$\tau_b = \frac{Fa}{W_t} \leq [\tau_b] \quad (5-13)$$

式中：

w 、 w_t -抗弯截面系数和抗扭截面系数，对于矩形截面

$$W = bh^2/6 \quad W_T = kbh^2 \quad (5-14)$$

k -与 h/b 有关的系数，见表5.1，由前文知道 $h=63.2\text{mm}$ ， $b=18\text{mm}$ ，

$h/b=3.51$ ，则选取 $k=0.282$ 。

表5.1 h/b 的关系

h/b	1.0	1.5	1.75	2.0	2.5	3.0	4.0	10
k	0.208	0.231	0.239	0.246	0.258	0.267	0.282	0.312

计算得 $w=5774 \text{ mm}^3$ ， $w_t=5774 \text{ mm}^3$ 。

结合前述的十字轴、传动轴、万向节叉尺寸，在图纸上面描出来草图之后，可以判断选取 $a=16\text{mm}$ ， $e=51\text{mm}$ 合适，因此计算弯曲和扭转应力为。

$\sigma_w=78.71 \text{ Mpa}$ ， $t_b=51.24 \text{ Mpa}$ 。

十字轴万向节的传动效率与两轴的轴间夹角 α 、十字轴的支承结构和材料、加工和装配精度以及润滑条件等有关。当 $\alpha \leq 25^\circ$ 时，可按下式计算

$$\eta_0 = 1 - f \left(\frac{D}{R} \right) \frac{2 \tan \alpha}{\pi} \quad (5-15)$$

式中，

η_0 -为十字轴万向节传动效率；

f -为为轴颈与万向节叉的摩擦因数，滑动轴承： $f=0.15 \sim 0.20$ ，滚针轴承： $f=0.05 \sim 0.10$ ，本设计取 $f=0.1$ 。

计算得

$$\eta_0 = 0.99 \quad (5-16)$$

通常情况下，十字轴万向节的传动效率约为97%~99%。

通过以上设计和校核，本次设计的万向节叉符合设计要求。

第6章 传动轴中间支承的设计

6.1 中间支承结构形式的选择

在长轴距汽车上，为了提高传动轴临界转速，避免共振以及考虑整车总体布置上的需要，常将传动轴分段。在乘用车中，有时为了提高传动系的弯曲刚度，改善传动系弯曲振动特性，减小噪声，也将传动轴分成两段。当传动轴分段时，需加设中间支承。

通过上面的布置设计，将二轴和三轴之间的传动轴分成三段，需要中间支承，现在汽车使用的一般有橡胶弹性中间支承（如图6.1）和摆臂式中间支承（如图6.2）两种，优缺点对比如表6.1所示。

表6.1 常用的两种中间轴承的优缺点对比

类型	优点	缺点
橡胶弹性中间支承	可以吸收传动轴的振动，降低噪声	不能传递轴向力
摆臂式中间支承	既能承受中间轴的纵向位置变化，也能承受横向位置的变化	体积较大

结合本次设计车型，选择橡胶弹簧中间支承。

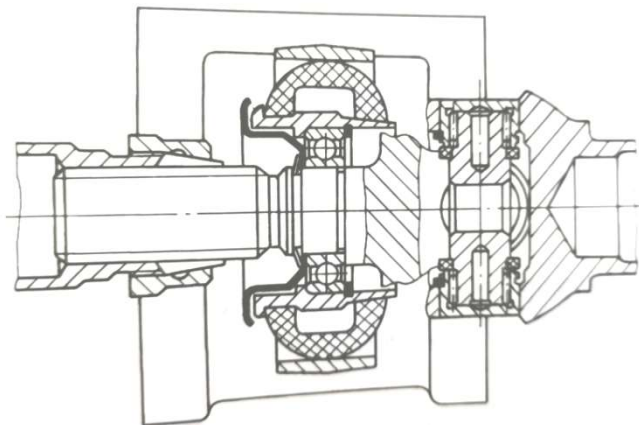


图6.1 橡胶弹性中间支承

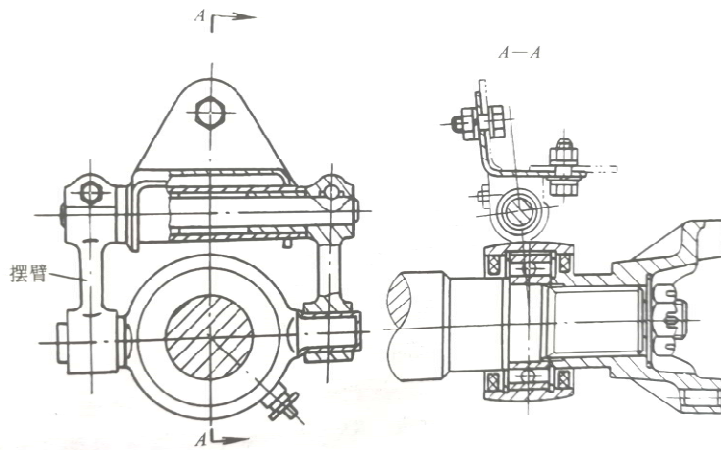


图6.2 摆臂式中间支承

6.2 中间支承刚度的理论计算

中间支承的固有频率按下式计算

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_R}{m}} \quad (6-1)$$

式中：

C_R -橡胶元件的刚度。

m -中间支撑的悬置质量，为传动轴和中间支撑的质量和，本设计选为15 kg。

在设计时应合理选择橡胶弹性元件的刚度 C_R ，使固有频率 f_0 对应的临界转速 $n=60f_0$ 尽可能低于传动轴的常用转速范围，以避免共振保证隔震效果好。由前文可知，本设计发动机转速5800rpm，变速箱最大和最小速比分别为1和4.25。因此本设计传动轴的常用转速范围为1365 -5800rpm。取中间支撑的临界转速为 $n=910$ rpm，计算得。

$$f_0 = \frac{n}{60} = 10 \quad (6-2)$$

进而计算橡胶弹簧的刚度

$$C_R = m(2\pi f_0)^2 = 136158\text{N/mm} \quad (6-3)$$

结论

本次设计通过选择汽车的总体数据对传动轴进行设计，通过查阅相关资料和了解传动轴的设计研究现状，

经过以上的计算和设计，本次基本完成本次的设计目标，强度大，传动效率高。本次设计的创新点主要在于将传动轴分成三段，采用中间支承增加结构强度，采用十字万向节提高传动效率。设计完成后，通过三维建模对万向连轴器进行建模，没有发生干涉，符合要求。本次设计由于缺乏实践，研究的范围仅限于理论研究，没有进行实际应用。设计过程中对于计算机辅助设计运用较少，在以后的学习和生活中，应该加强计算机辅助设计的学习和运用。

参考文献

- [1] 王望予.汽车设计[M].第四版.北京:机械工业出版社,2017.
- [2] 史文库,姚为民.汽车构造[M].第六版.北京:人民交通出版社,2013.
- [3] 李胜琴.现代汽车设计方法[M].北京.机械工业出版社,2017.
- [4] 孔凌嘉,王晓力,王文中.机械设计[M].第2版,2013.
- [5] 陈家瑞.汽车构造[M].第三版.北京:机械工业出版社,2009.
- [6] 余志生.汽车理论[M].北京:机械工业出版社.2017.
- [7] 刘涛.汽车设计[M].北京:北京大学出版社,2008.
- [8] 陆玉.机械设计课程设计[M].机械工业出版社.2015.
- [9] 何西冷.万向节机构的运动学分析[J].起重运输机械,2009.
- [10] 李仕清,张波.万向节正确润滑[J].AUTO MAINTENANCE,2007.
- [11] 康健.万向节运动传递非等速特性研究[J].清华大学学报(自然科学版).2008年,第39卷.
- [12] 范钦珊,殷雅俊,唐靖林.材料力学[M].第3版.北京:化学工业出版社,2015.
- [13] 李炳文,万丽荣,柴光远.矿山机械.徐州:中国矿业大学出版社,2010.
- [14] 肖生发,伍德荣.一种新型等速万向节的设计[J].机械工程师.2008.7.
- [15] 卢晓晖.汽车传动系的滚动优化控制研究[D].吉林大学,2013.
- [16] 韩进宏.互换性与技术测量[M].第2版.北京.机械工业出版社.2018.
- [17] Chan C C. An overview of electric vehicle technology[J]. Proceedings of the IEEE, 1993.
- [17] Harris A. Charge of the electric car - [power electric vehicles][J]. Engineering & Technology, 2009.
- [18] Unnewehr L E, Naser S A. Electric vehicle technology[C]// Electric Vehicles - A Technology Roadmap for the Future (Digest No. 1998/262), IEE Colloquium on. IET,
- [19] 赵江.商用车传动轴匹配设计的研究[C]//四川省汽车工程学会.四川省第十六届汽车行业学术年会论文集.[出版者不详],2022:36-43.DOI:10.26914/c.cnkihy.2022.055288.
- [20] 曾义聪,徐海良.基于有限元的法兰传动轴锻造工艺仿真及模具结构改进[J].锻压技术,2022,47(11):187-195.DOI:10.13330/j.issn.1000-3940.2022.11.026.
- [21] 牛杰,叶连强,高天芬,王珊,董小忠.万向节传动轴动态特性分析及试验验证[J].汽车零部件,2022(10):41-44.DOI:10.19466/j.cnki.1674-1986.2022.10.008