

基于CATIA的一种双横臂悬架轮胎包络仿真研究

□ 长城汽车股份有限公司技术中心 河北省汽车工程技术研究中心/董伟佳 张铁群

主要研究了一种基于CATIA中DMU模块的双横臂悬架下的轮胎包络的设计方法，从输入数据的计算、模型建模方法、不同车型仿真工况的定义及校核验收标准等四方面进行了综合阐述，较为全面地讨论了整个分析的过程。通过此种方法进行验证，能够解决轮罩及翼子板形状的确定及检查车轮及轮胎与转向拉杆、横向稳定杆、车架纵梁等零部件的间隙检查等技术问题，广泛应用于各个厂商的前期技术评估，并能够有效地降低后续的开发风险和产品的开发周期。

在进行总布置设计时，必须对车轮的运动进行校核，防止发生运动干涉。此校核的目的是确定车轮运动至极限位置时占用的空间，从而检查车轮与轮罩、纵梁之间的运动间隙是否足够，并由此决定前后轮罩设计的最小尺寸边界。双横臂式独立悬架，其突出的优点在于设计灵活，可以通过合理选择空间导向杆系的铰接点位置及控制臂的长度，使车轮和主销的角度及轮距工作过程中变化不大，对减少轮胎磨损和提高汽车行驶平顺性和方向稳定性有很大帮助。该种悬架广泛应用于SUV车型前轮，驱动方式为发动机前置、前驱动，前轮既是转向轮，又是驱动轮。因此，在进行车

轮运动校核时，必须同时考虑转向运动和悬架变形两个方面的综合作用。

校核要求

依据GB 7063—2011《汽车护轮板》要求：汽车制造厂应把汽车设计成至少一种形式的防滑链适用于该车驱动轮的一种形式的车轮和轮胎。根据3C认证的需要，企业应申报一种轮胎与防滑链的组合，所以在包络校核的过程中把防滑链的空间安装尺寸考虑在内。国内常规防滑链是全包型的，厚度大约12mm。经验要求车轮包络与周边最小间隙不小于10mm，因此设计时在考虑防滑链的前提下车轮包络

间隙最少为22mm。基于以往设计经验，表1中内容为前轮包络设计要求。

一般包络检查，以单侧轮做运动包络，多以左侧为例；但应观察周边件左/右是否对称，当周边件出现仅右侧有，或左/右不对称时，应分别校核。

校核输入

在进行校核之前需确认以下输入的准确性：

1. 数模

设计状态或满载状态的悬架、减振器、转向节、转向器及转向拉杆、限位块、及需校核间隙的周边

表1 前轮包络设计要求 (单位: mm)

周边件	考虑防滑链空间	不考虑防滑链空间	常见周边件情况
轮口、轮罩及周边固定件	胎冠、胎侧>22 胎肩>14	>10	包括车架纵梁、轮罩钣金、前围板、翼子板、前保险杠、防溅垫、动力总成侧护板、轮眉装饰板、迎宾踏板、挡泥板等
相对运动但运动间隙不变的零部件	胎冠、胎侧、胎肩>22 轮辋>15	>15	包括双横臂悬架的转向节臂等
运动件	胎冠、胎侧>22 胎肩>14 轮辋>10	>10	包括摆臂或连杆、转向拉杆、稳定杆及连接杆、减振器或减振器支柱、弹簧、驱动半轴等

零部件护轮板、车架等数模。

2.转向器行程，减振器上、下极限行程

1) 左转向行程=右转向行程=总行程/2。

2) 减振器上、下极限行程计算。

下极限行程=图样最大行程（即自由状态减振器长度）-数模最大行程（应与图样长度测量位置相对应）。减振器数模最大行程如图1所示。



图1 数模最大行程

上极限行程=减振器缸筒上端面到缓冲块下平面的距离+2/3缓冲块最大压缩量。减振器缸筒上端面到缓冲块下平面的距离测量位置如图2所示。



图2 减振器缸筒上端面到缓冲块下平面的距离测量

3.轮胎数模

若只装备单一型号轮胎，应根据轮胎型号，按照ETRTO欧洲轮胎轮辋技术组织标准手册选取轮胎最大尺寸作为设计包络时的轮胎尺寸，其中轮胎截面的尺寸须是最大

使用尺寸（Maximum in Service），它包含了轮胎的最大公差值以及轮胎使用后由于变形延展而产生的尺寸。若一款车型同时选用2种或2种以上轮胎，则设计包络时将各种轮胎装配到一起，使用最大数模制作包络。

运动模型的建立

基于CATIA/ DMU Kinematics 模块能够基于悬架硬点数据及零部件的连接关系，简单、便捷地建立各种悬架类型的运动学模型，并及时计算出各总成零部件、各工况的运动情况。在该模块中建立的悬架系统为刚体运动学模型，零部件之间通过球铰、万向节铰、转动铰链等约束和进行驱动连接，其仿真过程忽略了系统中橡胶衬套等弹性体的柔性特性。图3所示为某款车型

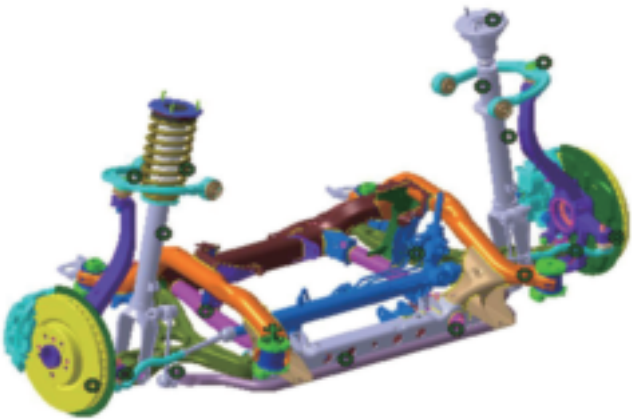


图3 某款双横臂悬架DMU模型

的双横臂悬架DMU模型，其约束类型及零部件组成见表2。

表2 双横臂悬架DMU约束类型

位置		约束类型
前悬固定	上摆臂	球铰
上摆臂	前车轮及转向节	万向节
前悬固定	下摆臂	螺纹（螺距为零）
下摆臂	前车轮及转向节	球铰
减振器上部	前悬固定	万向节
减振器上部	减振器下部	平动（带驱动）
减振器下部	下摆臂	球铰
转向拉杆	前车轮及转向节	球铰
转向拉杆	转向机	万向节
转向机	前悬固定	平动（带驱动）
稳定杆	前悬固定	螺纹（螺距为零）
稳定杆	稳定杆连接杆上（或下）	球铰
稳定杆连接杆下（或上）	前车轮及减振器下部（或摆臂）	万向节
半轴	前车轮及减振器下部	万向节
半轴	固定	点在线上

校核工况定义

在正常情况下，车轮上跳量到极限位置与前轮满角度转向同时出现的可能性极小，且一旦出现，则往往是危险工况。在轮胎包络的计算分析过程中，最重要的就是轮跳和转向耦合输入的原则，不同的原则会产生不同的计算结果，对结果的应用策略也会有较大区别，因此各汽车制造公司一般都会在设计样车测试中进行试验验证，不断完善设计原则。表3为某公司前轮胎运动包络仿真各工况的轮跳和转向耦合输入情况。

表3 前转向驱动轮校核工况定义

车辆类型	工况	车轮行程（每10%一个跨度）	转向角度	是否考虑防滑链
普通轿车	工况一	80%~100%上跳	0~±80°转向	否
	工况二	70%上跳	0~±100°转向	否
	工况三	60%上跳~60%下跳		是
	工况四	70%下跳~100下跳		否
城市型SUV	工况一	90%~100%上跳	0~±80°转向	否
	工况二	80%上跳	0~±100°转向	是
	工况三	70%上跳~70%下跳		是
	工况四	80%下跳~100下跳		否
越野型SUV及皮卡	工况一	100%上跳	0~±100°转向	否
	工况二	90%上跳~90%下跳		是
	工况三	100%下跳		否

可以根据轮胎包络的实际需要在规定的车轮跳动工况范围内增加车轮跳动位置点和部分工况，如车辆半载状态±100°转向角度下的包络对整车外部造型有较大的参考意义。

校核过程

1.与周边固定件的运动间隙校核

与周边固定件的间隙校核，即通过查找表3中不同车辆类型及制作该类型相应的各工况的车轮运动包络，然后分别测量各工况包络与周边固定件的间隙，对照表1中的相应要求进行校核。图4为某工况下左前轮包络与翼子板最小间隙的测量，图5为某工况下左前轮包络与轮罩钣金最小间隙的测量。

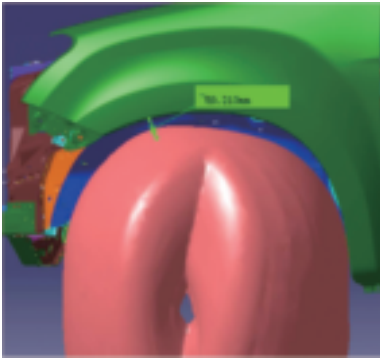


图4 左前轮包络与翼子板间隙

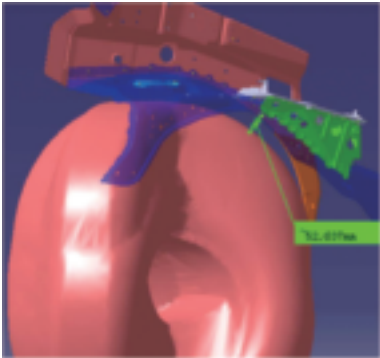


图5 左前轮包络与轮罩钣金间隙

考虑到整车在急加速、急减速时车轮相对于车身有向前、向后的运动情况发生，进行轮胎包络校核时需考虑车轮在正前、正后两个方向上与周边件的间隙，在做轮胎包络校核前由底盘工程师提供因悬架纵向柔性导致的车轮纵向变形量，并在进行前后方向间隙校核时根据实际情况对间隙值进行修正。

2.与周边运动件的运动间隙校核

车轮与周边运动件的间隙随车

轮跳动及转向影响变化不规则，制作包络进行验证困难较大，多利用DMU模块中的测量工具测量车轮与该运动件，在运动模型模拟运动中，激活此测量尺寸生成间隙变化曲线，对照各个时刻下的测量结果与表1中的前轮包络设计要求，以判定其是否满足要求。

结语

本文基于CATIA的DMU模块对一种双横臂式悬架的车轮包络进行了分析和校核，利用该方法生成的

包络可以测量和校核车轮与周边零部件的间隙，所得结果具有较高的可靠性，广泛应用于前期的技术评估并能够有效的降低后续的开发风险和产品的开发周期。

该设计方法将悬架系统简化为刚性模型，忽略了系统中相关零部件的弹性特性，若建立更为复杂和精确的柔性体悬架模型进行运动学仿真研究，可以得出与试验数据更为接近的仿真结果。 **AUTO1950**

(上接第48页)

试验数据统计如图6所示。

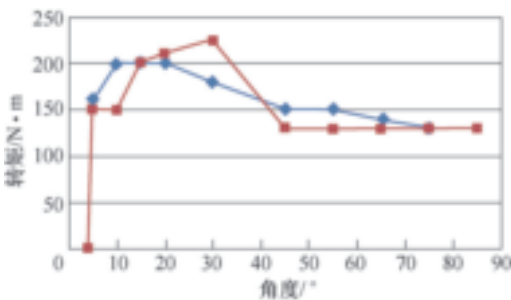


图6 改进锁紧结构松脱力矩与旋转角度关系

改进的轮毂轴承锁紧结构经试验验证，轴承螺母松脱力矩在150N·m以上，优于原锁紧结构的60N·m松脱力矩，大大提升了产品质量，确保了产品性能。

结语

本文就某引进的轻型客车车桥轮毂轴承原锁紧结构进行了论述，对其结构设计缺陷进行了分析，并在此基础上进行了创新设计，使轮毂轴承锁

紧更可靠，满足了轮毂轴承的装配特性及车桥的使用寿命，避免了设计缺陷带来售后质量隐患。该结构设计获得国家专利。

作者简介：

陈田兵，江西江铃底盘股份有限公司工程师、产品设计师、项目经理。从事汽车行业产品设计15年以上，获得2项国家发明专利，20余项国家实用新型专利，2018年“轻型车桥关键技术及就用”项目获得江西省科技进步二等奖。 **AUTO1950**