

悬架偏频和衍生刚度对某越野车悬架行程设计的影响

黄继勇 刘 飞 袁昌海

(宁波吉利汽车研究开发有限公司 浙江 宁波 315336)

摘 要:设计人员在汽车悬架前期概念设计时,需要平衡悬架下跳行程、偏频和弹簧刚度的可行性问题,由于越野车需要更多的下跳行程,以满足足够的抓地力需要,通常将下跳行程设计大于140 mm。同时,为了提高整车的操纵稳定性,需要提高悬架的偏频,用于很好地控制车身的运动。偏频的提高,需要提高弹簧刚度。若弹簧刚度太高,则无法满足下跳极限的要求。该文提出一种新的思路,通过理论验证,进行实车KC测试,证明新的设计思路可以更有效地提高前期概念设计效率。

关键词:悬架;偏频;衍生刚度;越野车

越野车相对于普通的SUV(运动型多用途汽车)和轿车而言,需要更多的悬架下跳行程,这样在非铺装路面,可以尽可能让每一个车轮都和地面接触,保持一定的抓地力,这样才会最大程度提高越野车的脱困能力。当越野车在公路上行驶时,为了保证其有良好的车身控制等操控性能,需要保证有足够的偏频对前后悬架进行支撑。提高偏频就需要提高弹簧刚度,弹簧刚度的提高可能会带来弹簧在下跳极限的脱出问题,限制悬架下跳行程的设定,尤其是后悬架的偏频,普遍比前悬架高。可以看出,悬架的下跳行程、偏频和弹簧脱圈问题是3个互相影响的参数,前期概念设计时,可以主要关注后悬架相关的参数设定^[1]。

1 偏频、下跳行程、弹簧脱圈参数间的相互关系

偏频是簧载质量在已知弹簧刚度下的共振频率,下跳行程是悬架相对于设计位置的下跳自由行程,这里设定车辆在空载时主副驾驶分别坐1个人(每个人质量按75 kg计算),弹簧脱圈的参数设定为下跳极限时弹簧的预压量大小,以 L 表示。根据工程经验, L 的最小值必须在16 mm以上,悬架连接简图如图1所示。

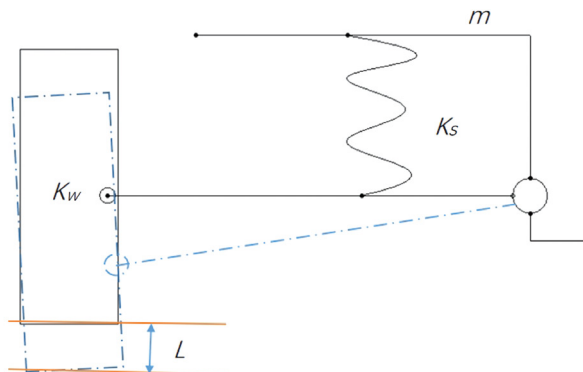


图1 悬架连接简图

其中, m 为簧上质量,单位为kg; K_s 为弹簧刚度,单位为N/mm; K_w 为弹簧贡献的轮边刚度,单位为N/mm; L 是假定悬架某下跳行程; i 为弹簧到轮边杠杆比; f 为悬架偏频; l 为轮胎实际下跳位移量, g 为常数。需要注意的是,此次计算暂不考虑轮胎刚度的影响,悬架偏频计算如式(1):

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_w}{m}} \quad (1)$$

考虑到悬架会由弹簧自由状态下压到设计位置,悬架动挠度计算为:

$$L = \frac{mg}{k_w} \quad (2)$$

作者简介:黄继勇,宁波吉利汽车研究开发有限公司工程师,研究方向为汽车工程;刘飞,宁波吉利汽车研究开发有限公司助理工程师,研究方向为汽车工程;袁昌海,宁波吉利汽车研究开发有限公司助理工程师,研究方向为汽车工程。

将公式（1）带入公式（2）可以得到：

$$L = \frac{g}{4\pi^2} \times \frac{1}{f^2} \quad (3)$$

从式（3）可以看出， L 为仅和偏频 f 相关的函数，与弹簧刚度无关。其中， $g/4\pi^2$ 为常数，计算为 0.24 823 691。

此时得到的 L 仅考虑了轮心下跳极限位置，并没有考虑实际工程中，悬架下跳极限时，弹簧预压量 16 mm 的需求（防止弹簧在下跳极限时脱圈）。考虑 16 mm 的预压量后，轮心实际的下跳极限，即下跳位移计算见式（4）。

$$l = L - \frac{16}{i} \quad (4)$$

2 悬架的衍生刚度

衍生刚度指轮边刚度的一种。由于衍生刚度一般比较小，悬架设计中很容易被忽略。正常设计过程中，设计人员需要实时检查衍生刚度的大小，太大的衍生刚度会让悬架的内摩擦严重，影响悬架的隔振率等 NVH 品质。同时，由于衍生刚度主要产生于悬架衬套扭转或偏摆等运动，当衬套老化时，衍生刚度的变化会影响悬架轮边刚度，进而影响前后悬架偏频的匹配，使得整车的行驶品质变差^[2]。

轮边刚度可以理解成弹簧共享的刚度和衬套刚度之和。而轮边刚度是影响悬架偏频的参数，弹簧的下跳行程和弹簧本身的刚度相关，衍生刚度并不影响^[3]。

各种悬架形式不同，会有不同的衍生刚度水平。一般五连杆悬架在 8 N/mm 左右，集成连杆在 6 N/mm 左右，纵向拖曳臂悬架在 4 N/mm 左右，本文中提到的悬架衍生刚度为 6.7 N/mm。

公式（4）在计算过程中还有一个因素没有考虑，那就是悬架的衍生刚度，衍生刚度主要是由衬套的扭转或者偏摆运动引起的轮边刚度，以 K_p 表示，可得到式（5）。

$$f = \frac{1}{2} \pi \sqrt{\frac{k_w - k_p}{m}} \quad (5)$$

由式（5）可以看出，此时的悬架偏频可以理解为由弹簧刚度贡献的。弹簧本身的刚度贡献的悬架偏频只是占整个悬架偏频的一部分，而弹簧的脱圈问题，只是和弹簧刚度贡献的部分偏频相关。因此，由式（3）和式（5）可以看出，悬架偏频相对减少，当别的参数都不变时，悬架的下跳行程就会相应增加。

3 项目参数的计算校核过程

本文研究的某越野车项目， i 为 0.55，越野车的单边簧上质量为 655.8 kg，悬架偏频与悬架下跳关系如表 1 所示。项目前期概念阶段，整车属性的要求有两点：悬架偏频范围为 1.21 ~ 1.31 Hz，下跳行程必须达到 150 mm 及以上。

表 1 悬架偏频与悬架下跳关系

悬架属性	悬架变量	悬架偏频 /Hz	悬架下跳行程 /mm
某越野车后悬架属性要求	1	1.21	150
	2	1.23	150
	3	1.25	150
	4	1.27	150
	5	1.29	150
	6	1.31	150

由式（4）、（5）可以得到悬架偏频和轮心下跳的关系，如表 2 所示。

表 2 悬架偏频和轮心下跳的关系

悬架偏频 /Hz	不考虑预压量悬架下跳行程 /mm	考虑预压量悬架下跳行程 /mm	考虑悬架衍生刚度、弹簧预压的下跳行程 /mm	轮边刚度 /N·mm-1
1.31	144.6 517 744	115.5 608 653	141.2 467 602	44.43
1.29	149.1 718 707	120.0 809 616	147.5 677 017	43.08
1.27	153.9 071 920	124.8 162 829	154.2 188 531	41.76
1.25	158.8 716 224	129.7 807 133	161.3 339 875	40.45
1.23	164.0 801 838	134.9 892 747	168.8 407 281	39.17
1.21	169.5 491 496	140.4 582 406	176.8 315 600	37.91
1.19	175.2 961 726	146.2 052 635	185.4 231 183	36.66

由表（2）可以看出，不考虑悬架的衍生刚度，仅考虑弹簧

在下跳极限的预压量,悬架下跳行程达到 150 mm 时,悬架的偏频需要做到 1.19 Hz 以下,这个偏频远没有达到表(1)中的属性要求。当考虑悬架的衍生刚度后,满足 150 mm 的下跳行程,悬架的偏频可以为 1.27 ~ 1.29 Hz 或小于 1.27 Hz。在 1.27 Hz 时,考虑衍生刚度,悬架的下跳极限增加约 30 mm,占仅考虑预压量悬架下跳行程的 24% 以上。可以看出,悬架的衍生刚度对前期行程的校核影响很大^[4]。

4 设计参数的实物验证

关于衍生刚度,轮边刚度台架测试结果如图 2 所示。

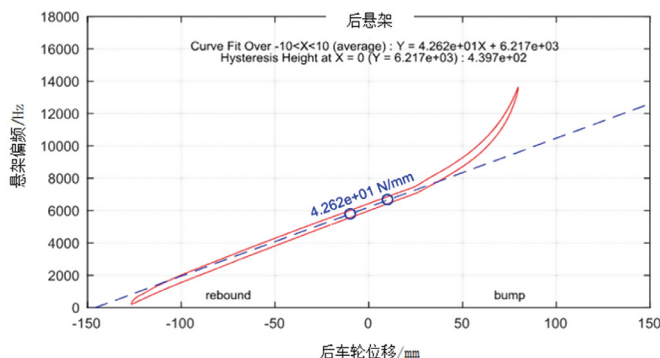


图 2 轮边刚度台架测试结果

从图 2 中可以看出,轮边的刚度为 42.62 N/mm。由于车辆的弹簧刚度 K_s 为 121 N/mm,弹簧的杠杆比 i 为 0.55,弹簧贡献的轮边刚度计算公式如式(6)所示。

$$k_{\omega} = k_s \times i^2 \quad (6)$$

由式(6)可以计算,弹簧贡献的轮边刚度为 36.6 N/mm,衍生刚度为实测刚度减去弹簧贡献的轮边刚度,结果为 6.02 N/mm,和理论值 6.7 N/mm 基本一致。

关于悬架偏频,后悬架偏频台架测试结果如图 3 所示。

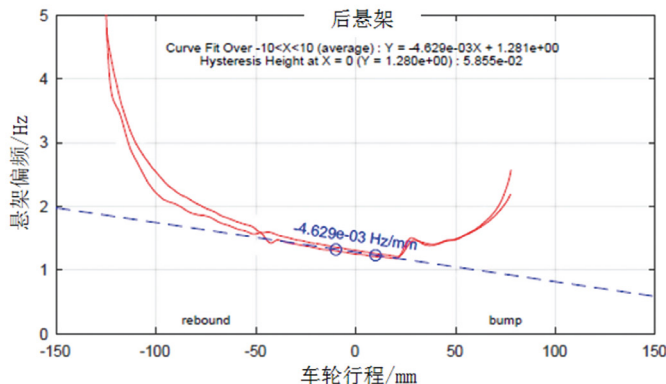


图 3 后悬 4 架偏频台架测试结果

图 3 中 Y 相关的函数如式(7)所示。

$$Y = -4.629e^{-03x} + 1.281e^{+00} \quad (7)$$

式(7)中, X 为悬架行程, Y 为悬架偏频。可以看出,当 X 为 0 时,就可以得到悬架的偏频实测为 1.281 Hz。而此时悬架的下跳行程如图 4 所示。

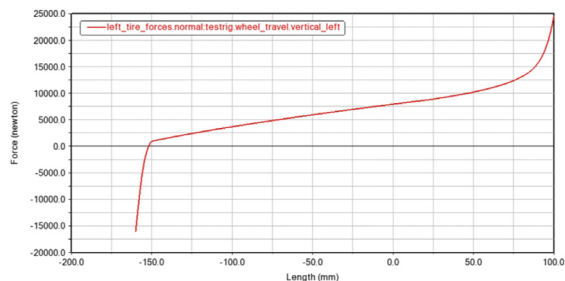


图 4 悬架的上下跳位移

悬架的下跳行程可以从图 4 中得出为 150 mm 以上。其中,在 150 mm 的位置,轮胎的预载很小,基本为弹簧脱圈的极限水平。

5 结束语

悬架的衍生刚度在概念设计时需要实时校核关注,其不仅会影响悬架的舒适性,也会影响悬架的下跳行程校核。当某一悬架的衍生刚度过大时,需要尽快找出原因,尽可能降低衍生刚度,可通过衬套的结构调整、开口衬套的应用等。悬架的下跳行程和悬架偏频直接相关,悬架概念设计阶段,必须考虑偏频和下跳行程相互关联、相互制约的问题,尽可能提出合理的要求,提升概念设计的可靠性。

参考文献:

- [1] 余志生. 汽车理论 [M]. 2 版. 北京:机械工业出版社, 1998:36-37,42.
- [2] 刘惟信. 汽车设计 [M]. 北京:清华大学出版社, 2001:35-38.
- [3] 韦勇. 双轴汽车前后悬架固有频率的匹配关系分析 [J]. 广西机械, 2001(2):14-15,36.
- [4] MITSCHKE M, WALLENTOWITZ H. 汽车动力学 [M]. 5 版. 陈荫三, 余强, 译. 北京:清华大学出版社, 2019:95-98.