

吉林大学学士学位论文（设计）承诺书

本人郑重承诺：所呈交的学士学位毕业论文（设计），是本人在指导教师的指导下，独立进行实验、设计、调研等工作基础上取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文（设计）不包括任何其他个人或集体已发表或撰写的作品成果。对本人实验或设计中做出的重要贡献的个人或集体，均已在文中以明确的方式注明。本人完全意识到本承诺书的法律结果由本人承担。

学士学位论文（设计）作者签名：

年 月 日

摘要

随着全球矿物燃料的日益枯竭、日益加剧的空气污染和全球变暖，电动车的发展越来越受到重视。并且在所有车型中，微型客车依靠着它较为方便的使用条件和较大的装载量，在市场中一直有着举足轻重的地位。而悬架的品质极大地影响了微型客车的行驶平顺性和舒适性，因此悬架的设计在汽车设计中是极为重要的一部分。在这篇设计中，我研究了微型纯电动客车的后悬架系统。

在本毕业论文中，设计部分主要是微型纯电动客车后悬架总成，设计所采用的悬架类型为非独立悬架，弹性元件选择为钢板弹簧。这种方案的突出优点是它使用广泛，技术成熟，并且工艺性良好。在设计中，确定了钢板弹簧的各个几何参数和性能参数，并确定了断面形状，还进行了刚度验算和强度验算，验算了各片在自由状态下的弧高和曲率半径。同时也对卷耳、前后支承座、U形螺栓及其压板、吊耳等结构进行了设计，选择了弹簧销的尺寸，并且运用有关理论公式求得了减振器的主要结构数据，并据此选择了减振器的型号，对其外形尺寸进行了设计。

关键词 微型纯电动客车 非独立悬架 钢板弹簧

Abstract

With the increasing depletion of global fossil fuels, the increasing air pollution and the global warming, the development of electric vehicles is becoming more and more important. Compared with other vehicles, because of its convenience to use and ability to carry relatively large load, the minibus play a essential role in the market. And the quality of the suspension greatly affects the ride and the comfort of the mini bus so that the design of the suspension is a very important part in the design of the vehicle. So in this design, the rear suspension system of an electric minibus is studied.

In this thesis, I design the rear suspension assembly of the electric minibus which is non-independent suspension and the elastic component is leaf spring. The advantages of this scheme are that it is widely used and easy to manufacture. In the design, I determine the various geometric parameters, the performance parameters of the leaf spring and the shape of cross-section. Furthermore, the stiffness and the strength checked and the height and the curvature radius are calculated when each piece is in the free state. Then the rolling ears, the front and the rear supporting seats, the U-shaped bolt, the pressing plate and the lugs are designed. Finally the size of the spring pin and the main parameters of the shock absorber are determined by calculating. Also the type of the shock absorber is accordingly chosen and the shape as well as the size is designed.

Keywords Miniature pure electric bus Non-independent suspension Steel plate spring

目 录

第 1 章 前言.....	1
第 2 章 悬架结构形式的选择和分析.....	5
2.1 悬架设计的要求.....	5
2.2 悬架类型的选择.....	5
2.3 悬架弹性元件的选择.....	8
第 3 章 后悬架主要参数的确定.....	13
3.1 设计车型的初始条件.....	13
3.2 后悬架静挠度 f_c	14
3.3 后悬架动挠度 f_d	15
3.4 后悬架的弹性特性曲线 $F-f$	16
第 4 章 后悬架的计算与设计.....	17
4.1 后悬架钢板弹簧的布置和选择.....	17
4.2 后悬架钢板弹簧主要参数的确定.....	18
4.3 钢板弹簧各片长度的确定.....	25
4.4 钢板弹簧的验算.....	26
4.5 后悬架板簧总成在自由状态下弧高和半径计算.....	28
4.6 钢板弹簧总成弧高的核算.....	30
4.7 钢板弹簧的强度验算.....	31
4.8 后悬架其它结构设计和工艺分析.....	33
第 5 章 减振器设计.....	49
5.1 减振器相对阻尼系数 Ψ 的确定.....	49
5.2 阻尼系数 δ 的确定.....	50
5.3 最大卸荷力的确定.....	51
5.4 减振器工作缸直径 D 的确定.....	51
5.5 减振器几何参数的确定.....	52
结论.....	53
参考文献.....	55
附录：程序.....	57
致谢.....	69

第1章 前言

依托巨大的人口数量和不断发展的社会经济，中国对乘用车的需求十分巨大。而微型客车依靠着它低廉的价格、较大的载客量和载货量、灵活方便的使用与操纵、较高的可靠性，较低的购置税和养路费，每年微型客车都有巨大的销售量，微型客车这一车型经常登顶月销售榜，可见微型客车的研究具有巨大的市场效益。微型客车以非常低的价格（一般为三万元至五万元人民币之间）极大地满足了人们对运输和代步的基本需求，在公路上随处可见微型客车的身影。并且微型客车的排量较低，随着节能减排、绿色环保的价值观逐渐深入，微型客车在当下的历史时期处于发展的快车道。

在我国，微型客车经常扮演着生产资料的角色，在二三级市场有着较大的需求量，而在农村市场的消费潜力则更为巨大。并且快递行业的迅猛扩大也同样增大了对微型客车的需求。为了保证微型客车的长远发展，汽车企业必须要坚持提供具有过硬质量的产品，同时保持性价比；并且随时关注市场需求和国家政策，能随时把有关产品导入市场，这样才能保证微型客车市场良好健康地发展。就目前而言，上海通用五菱处于微型客车市场第一名的位置，在2016年3月中国车型排名中，它旗下的五菱宏光排在榜首，销量为55924辆。



图 1-1 上汽通用五菱—五菱宏光

根据中国制造 2025 战略，包括电动车在内的新能源汽车已经上升到国家的层面，并且在该领域我国与欧美国家发展程度一样。在国外，电动汽车的需求也十分强劲，例如美国特斯拉旗下的 Model 3 在开始接受预定的头三天的时间里，订单已经超过了 276000 辆，已经超过了以往任何一款主流电动车

的销量；放眼全球市场，日产聆风销量在 2013 年和 2014 年均为世界第一，其 2014 年销量为 61027 辆，市场份额为 19%。因此我们可以看出，在电动车方面来自国外的竞争十分激烈，已经达到了白热化的程度，要求我们在产品品质和品牌上大下功夫。在国内，依托市场优势和政策扶持，我国电动汽车的发展态势同样十分迅猛。而且电动汽车在北京、上海、广州等城市能更加便捷地获得牌照，不受限购政策，享受国家补贴，保有量所占比例相对较低，因此具有很大市场潜力，发展电动汽车同样也是大势所趋。

事实上，随着电动汽车在公务用车、物流用车家庭用车、等方面的快速普及，并且在我国一次能源替代目标和碳氧化物排放减少目标的推动下，国内电动汽车的发展势头十分迅猛，仅仅乘用车领域，电动汽车全球总销量在 2015 年就已经达到了 207382 辆，比 2014 年的 317895 辆上涨了 65.24%，并且在 2015 年，中国的电动车销量就早已经超过了美国。跟据中国汽车工业协会的资料表明，在 2014 年度，国内新能源汽车的销售量为 7.5 万多辆，同比增长 320%，一下跃居全球范围内的第二大新能源汽车市场，受到了全球厂商的广泛关注。在 2015 年度，我国的新能源汽车年产量高达 340471 辆，销量 331092 辆，销售的汽车占生产量的 97.25%，产量和销量同比分别增长了 330% 和 340%。而此中，纯电动车型产销量各是 254633 辆和 247482 辆，销售的汽车占生产的汽车 97.19%，同比增长 420% 和 450%；插电式混合动力车型产销量分别为 85838 辆和 83610 辆，销售的汽车占生产量的 97.40%，同比增长 190% 和 180%。从以上数据中可以看出，在新能源汽车中，纯电动汽车占据了主要部分，超过了七成，并且增速也大大超过了插电式混合动力汽车。预计 2020 年中国汽车市场需求总量的 5% 以上将会是新能源汽车，2025 年则会增至 20% 左右，到了 2030 年，预计新能源汽车年销量占总销量比重将会继续快速提高，规模甚至可以超过千万辆级别。就目前来说，一汽、东风、上汽、长安等国内厂商和大众、通用、日产等国外厂商已经开始布局国内新能源汽车市场。

对于微型纯电动客车，作为电动车和微型客车的交叉产品，它同时具有微型客车良好的使用性能，同时又享受电动车国家扶持政策，市场前景十分广泛，因而研究微型纯电动客车具有很强的实用价值。为了能尽快投入市场，以传统汽车技术为基础设计新型电动汽车是一种快速有效的方法。本设计的原型车为福汽启腾 M70。福汽启腾 M70 的官方价格大约为 3.6 万元人民币到 4.6 万元人民币，最低售价为 2.9 万元人民币左右。2016 年第一季度销量为一月 334 辆，二月 154 辆，三月 333 辆，占启腾系列份额 45% 左右，因此推出纯电动版启腾 M70 对提振福汽集团销量有着十分现实的意义。



图 1-2 福汽启腾 M70

在本次设计中，主要对该微型纯电动客车进行后悬架设计。悬架作为汽车上是一个重要的传力装置，弹性地连接了车架与车桥（车轮），悬架的品质影响到汽车的多种使用性能。其中，按控制形式不同，悬架可以分为被动式和主动式悬架。二十世纪八九十年代以来，随着科技的进步，新的悬架结构——主动悬架被引用到市场中来。但是考虑到成本因素，绝大多数汽车上均采用的是被动悬架，汽车行驶状况只能被动地受路面及行驶状况影响，只能依靠汽车的导向机构，减振器以及弹性元件的设计参数来实现悬架的功能。主动悬架可以主动地根据路面和行驶工况，通过电脑分析计算，自动调整悬架刚度和阻尼，从而实现对竖直方向振动和车身姿态的控制。但是主动悬架主要运用于高档车上，因此本次设计并不采用。

悬架作为连接装置，悬架本身尤其是它的连接件必须有一定的强度，防止使用过程中发生疲劳损伤甚至断裂。而它又作为传力装置，悬架主要承受竖直方向的反力，并且承受侧向和纵向反力形成的弯矩，以确保平顺行驶。车轮相对于车厢（车架）上下跳动时，车轮必须具备一定的运动轨线，所以悬架还应该起着导向的作用，这一点在汽车转向时显得尤为重要。并且在汽车行驶过程中，必须保证乘员的舒适度要求，不能使乘员出现明显不适，尽量减少在长时间乘坐后的疲惫感；所运输的货物也必须保证完好，不出现损坏。因此，汽车车厢环境在行驶时必须保持稳定，振动要小，具有良好的舒适性。此时，悬架刚度较小，挠度较大，但是汽车在制动和加速时载荷在纵向上转移较大，使前后悬架的变形有较大的差别，转弯时左右悬架变形量也有明显的区别，从而使汽车操纵性变差。通过这个对比可以看出，舒适性和操纵性对悬架的要求是相反的，所以在此次设计中要根据汽车的任务合理设

计悬架结构参数。



a)



b)

图 1-3 某微型客车后悬架

第2章 悬架结构形式的选择和分析

2.1 悬架设计的要求

微型客车后悬架一般包括弹簧、导向装置、减振器、橡胶块等零件或部件。悬架是汽车上的重要组成部分之一，它可以用于传递簧上和簧下部分之间的一切力和力矩；还能缓和来自路面的冲击，衰减微型客车车架上的振动，保证微型客车行驶时的平顺性；并且让汽车在不平路面和载荷变化时能具有一定的运动特性，保证操纵稳定性，使汽车获得高速行驶能力。

设计悬架时要达到以下条件：使微型客车具备可靠的操纵稳定性。衰减振动的能力要合适。占用空间小、尺寸小、结构紧凑。可靠地传递车身（车架）与车轮之间的各种力和力矩。在满足零部件质量要小的同时，具有足够的强度和寿命。保证汽车有良好的行驶平顺性。汽车制动或加速时，要保证车身稳定，减少车身纵倾，转弯时车身侧倾角也要在合理区间内。隔绝噪声能力强。由簧上质量与弹性元件组成的振动系统的固有频率在合适的频段，并尽可能低，从而满足汽车具有良好的平顺性。后悬架、前悬架偏频的匹配要合理，对于乘用车而言，要求前悬架固有频率略低于后悬架的固有频率，并且还要避免悬架撞击车架，一般会设有缓冲块。对于在质量较大的货车，当簧上质量变化时，车身高度变化小，所以应采用具有非线性弹性特性悬架，例如带有副簧的钢板弹簧悬架或者空气弹簧悬架。

2.2 悬架类型的选择

2.2.1 主动悬架

如下图 2-1 显示，主动悬架可以根据路面情况和汽车行驶状况，随时地调节刚度和阻尼，使悬架一直处于良好状态。如果带有动力机构，则是全主动悬架，不带有动力机构，则是半主动悬架。

对于全主动悬架而言，它的结构和被动悬架基本一样，主要区别是多了一个可以对作用力进行控制的装置。而这个装置，往往包括测量机构、执行系统、反馈控制组件和动力装置。测量机构由结构所需的传感器组成，可以实时监控系统的工况，给反馈控制组件提供计算所需的信息。执行系统就是执行计算机发出的命令，执行系统就是各类动力发生装置，例如，气缸、液压缸、电机等。在第一章中已经提到，自上世纪八十年代以来，世界各大主

流汽车集团竞相参与主动悬架的设计。

对于半主动悬架而言，它不能改变悬架刚度，仅能改变悬架的阻尼。半主动悬架和全主动悬架相比，它的结构大大简化，因此制造装备更容易，可靠性更高，成本也更低，也不需要消耗发动机的动力，燃油经济性更好。因此业界一致认为半主动悬架有更加光明的发展前景。半主动悬架能区分为两种模式，一个是无级式，另一个是有级式。前者可以在非常小的时间间隔内根据路面状况和行驶工况调整悬架阻尼。后者是把悬架的阻尼分为若干档，由驾驶员或者计算机选择。

考虑到设计的微型纯电动客车载质量较小，而且受到售价、结构空间的限制，没有必要选择主动悬架。

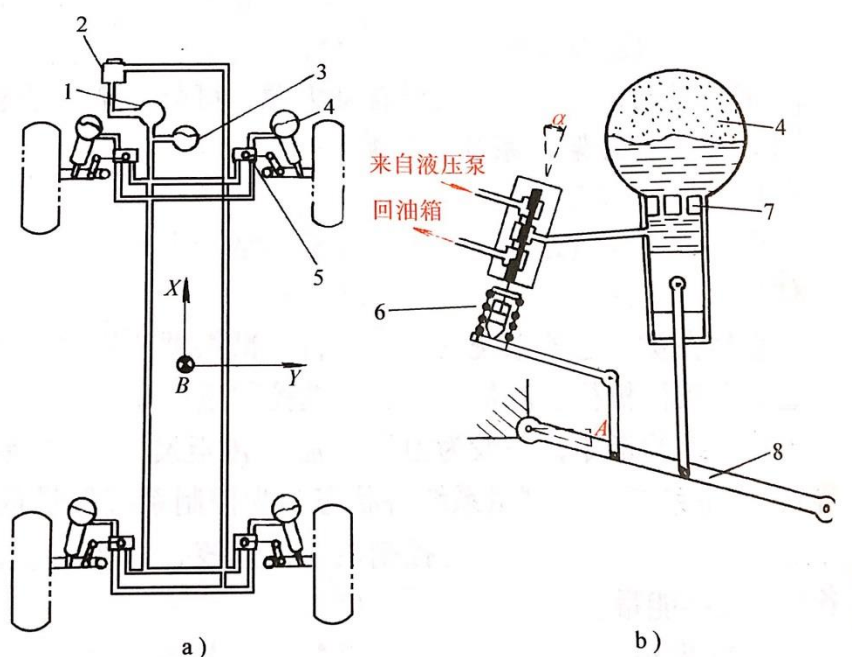


图 2-1 某油气弹簧主动悬架原理示意图

a) 线路系统 b) 控制阀

2.2.2 被动悬架

如下图 2-2 显示的那样，两种被动悬架结构存在明显差异。被动悬架作为传统的悬架结构，它的刚度和阻尼往往是确定的。根据结构参数和使用情况设计的刚度和阻尼，在汽车日常使用中，往往是不变的，一般也不能调节。

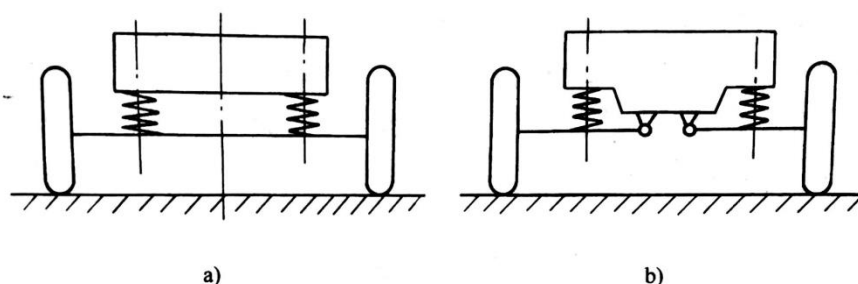


图 2-2 悬架结构原理图

a) 非独立悬架 b) 独立悬架

(1) 独立悬架

采用断开式驱动桥时，后悬架须对应采用独立悬架。对于独立悬架而言，车桥至少断成两部分，两侧车轮可以分别通过弹簧单独与车架相连，因此可以独立跳动。独立悬架具有簧下部分质量小、正常行驶时稳定性高、行驶平顺性高等优势。当汽车直线行驶在凹凸不平路面上时，两侧车轮可以相对于车厢或者车架独立跳动，互不影响，但是由于其结构复杂、成本高、维修困难，因此一般运用在高级轿车或者越野汽车上。

(2) 非独立悬架

采用整体式驱动桥时，后悬架须对应采用非独立悬架。非独立悬架系统具有结构简单、花费少、强度大、制造工艺简单、维修方便、承载能力强等优点。但其舒适性及平顺性都相对较差，在不平路面行驶时左右车轮相互影响，并容易产生不利的轴转向特性。对于非独立悬架，弹性元件不仅承受垂向力，还承受侧向力，因此一般采用刚度较大的弹簧，可以使后悬具有较大的固有频率，并且减少了悬架撞击车架的可能性，有利于行驶平顺性。其主要特点是：侧倾中心的位置较高，车身的侧倾角在转向时较小；悬架结构所需零件少，结构简单，便于维修，经济性好；转弯时车身倾斜度小；甚至可以认为车轮的定位参数不随着它上下跳动而发生变化，因此两侧轮胎损耗量不大；坚固耐用，适合重载。对于非独立悬架而言，一根整体式的车桥连接起两侧车轮，而车轮与车桥作为一个整体，共同与车架相连，中间部分即是弹簧。因此，两侧车轮的运动不是独立的，一侧车轮的跳动会使另一侧车轮发生摆动。通过以上比较，一般认为独立悬架有更好的平顺性，整车高度也可以做得更低，但是结构更为复杂，成本自然也就更高。

非独立悬架特点是左右车轮布置在整体式车桥两端，所以一端车轮受地面冲击反力时，它会迅速干扰另一端车轮的运动。如果使用钢板弹簧来作为悬架弹簧，它还能有着导向作用，让结构布局变得更为简单，所以还能减少

开发费用。因为非独立悬架非簧载部分比较重，速度较大时，汽车受到冲击比较大，所以舒适性不好。而且乘用车悬架设计中考虑到前排乘员舒适性，避免后悬架上质量变化时车身高度有较大变化，防止悬架撞击车架，则一般有后悬刚度大于前悬刚度，而非独立悬架的刚度一般较大，采用非独立悬架能更好地满足这个要求。

考虑到微型客车价格较低，燃油版微型客车价格一般在 4 万元人民币，电动版微型客车补贴后价格在 7 万元人民币左右(参考北汽威旺电动版价格)，因此对成本控制有更高的要求。并且微型客车多运用于城市工况下短距离的人员、货物运输，路面条件为铺装路面，对舒适性要求较低，市场上主流微型客车均广泛采用非独立后悬架。而且后桥采用整体式结构，因此该微型纯电动客车采用的是非独立悬架。

2.3 悬架弹性元件的选择

汽车在行驶过程中，汽车一直在承受来自路面的冲击。为了解决路面冲击带来的问题，除了某些具有特殊用途的汽车外，现在轮胎一般采取充气式来缓和冲击。但是仅有充气式轮胎是不够的，还需要悬架系统的弹性元件。悬架的使用条件较为恶劣，并且需要缓和路面对车身的冲击，衰减汽车各个结构中的振动。具有良好品质和性能的悬架弹簧能更好地保证汽车的行驶平顺性、操纵稳定性和安全性。由于需要载运人员，乘用车对悬架弹簧有更高的要求，在满足以上各个条件的基础上，还要尽量减少噪声，提高乘坐舒适性。悬架弹簧一般分为五种：钢板弹簧、螺旋弹簧、空气弹簧、扭杆弹簧、橡胶弹簧。

2.3.1 橡胶弹簧

橡胶弹簧主要依靠橡胶的弹性起作用的，能够承受扭转载荷和压缩载荷，与金属弹簧相比，橡胶弹簧单位质量和体积能存储更多的弹性势能，所以橡胶弹簧占用的体积更小，在汽车上的布置更为容易。而且它不仅不产生噪声还能隔绝一定的噪声，并且不需要润滑油或石墨润滑。但是橡胶弹簧因为材料的原因，具有较大的内摩擦，减震性能好，但是产热也较大，容易在高温条件下和空气发生氧化作用而逐渐老化，因此寿命较短，需要经常更换，可靠性较低。所以在本设计中，橡胶弹簧将作为缓冲块而不是悬架弹簧，与钢片硫化处理制成一体，再通过螺栓连接到车架下方。如下图 2-3 所示，橡胶弹簧作为弹性元件的受载荷情况。

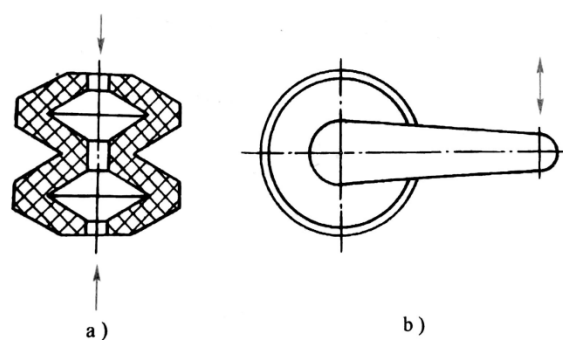


图 2-3 橡胶弹簧
a) 受压 b) 扭转

2.3.2 螺旋弹簧

如下图 2-4 所示的，螺旋弹簧在市场上的运用范围十分广泛，基本上大部分乘用车使用的弹性元件都为螺旋弹簧。而且对应于独立悬架，一般也配有螺旋弹簧。螺旋弹簧一般用于独立悬架之中，尤其是前悬架。但是螺旋弹簧也可以用于后非独立悬架，所以设计的过程中需要考虑螺旋弹簧。和钢板弹簧作比较时可以发现螺旋弹簧有一些突出的优点，例如螺旋弹簧质量非常轻，有利于汽车轻量化，而且它不用考虑尘土污泥的影响，也不需要润滑，并且它本身占用纵向空间非常小。但是，螺旋弹簧仅能传递垂向负载，并且需要外加悬架导向机构来承受其它方向的力或者力矩，这样的话，整体结构则会变得更加复杂，占用的空间也会变大，而且成本更高，因此本设计中弹性元件不采用螺旋弹簧。如图 2-所示，螺旋弹簧在乘用车后非独立悬架上的运用。

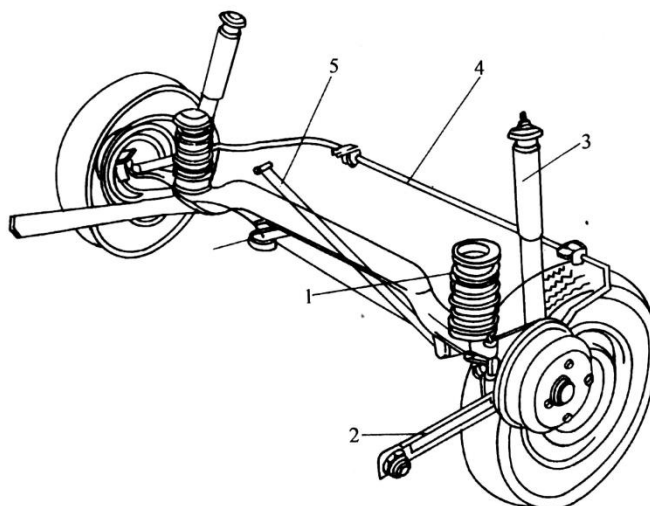


图 2-4 螺旋弹簧悬架总成

2.3.3 空气弹簧

空气弹簧的介质一般为空气，也可以是氦气或者氮气。对于空气悬架，它的结构较为复杂，包括控制连杆机构、储气装置、压气装置、空气弹簧、高度调控装置、油水分离装置、调节压力装置、杂质过滤装置等结构。空气弹簧也可以分为囊式结构、膜式结构和复合式结构等三种结构。工作时，发动机会带动压力机压缩空气进入储气筒。其中经过油水分离装置和调压阀。而后者可以控制储气筒内具有设定的气压。高度控制阀充气阀和放气阀，可以通过充气 and 放气来完成对车身高度的控制。当汽车载荷加大时，车身高度降低，阀内空气压缩程度加大，悬架刚度变大，可以通过充气阀充气，使车身高度恢复到加载以前。当汽车载荷变小时，车身高度上升，阀内空气膨胀，悬架刚度变小，可以通过放气阀放气，使车身高度减少到卸荷以前的状况。高度控制阀不仅可以保证车身高度的稳定，也可以实现车身高度的改变。在野外等恶劣工况时，可以提高车身高度以获得更好的通过性。在城市等优良工况时，可以降低车身高度以获得更好的稳定性，也可以降低空气阻力，从而提高燃油经济性。它的橡胶气囊具有一定的帘布层结构，在其中注入空气以后，空气弹簧便可以依靠空气易于压缩的特性来实现弹簧的功能。

空气弹簧的固有频率低，并且可以认为固有频率不会因为负载的变化而变化。而且它的负载能力是可调的，具有非常令人满意的弹性特性，并且是非线性的，所以它的刚度是随负载变化的，空载时刚度大，能保证车身刚度的稳定，过载时刚度也大，能防止悬架的运动与车架干涉，而满载附近时刚度较小，从而平顺性较好。所以综上所述，空气弹簧具有非常优秀的性能表现，但是结构复杂，成本很高，一般仅在重型货车、高级轿车和一些特殊用途车辆上使用。对于微型客车而言，行驶工况良好，日常载荷较低，并且还受到售价的限制，不宜采用空气弹簧作为弹性元件。

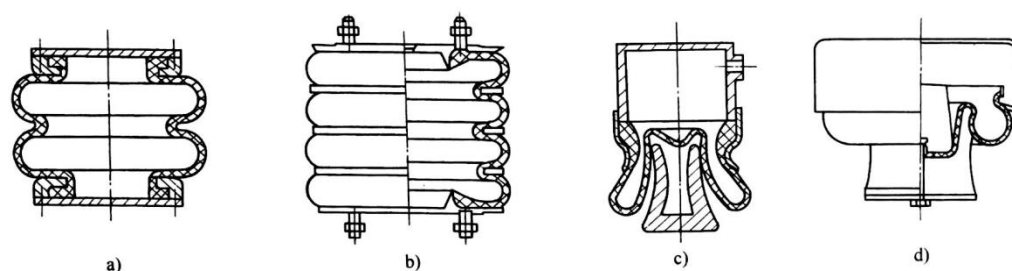


图 2-5 空气弹簧

a) 囊式 b) 囊式 c) 膜式 d) 膜式

2.3.4 钢板弹簧

钢板弹簧的使用范围非常的广泛。钢板弹簧不仅可以承受垂向、侧向、纵向等各个方向的力，还可以承受在原地启动时和制动时汽车产生的力矩。而且钢板弹簧还具有导向作用，采用钢板弹簧的悬架不需要外加导向机构，从而保证车轮相对于车身的运动具有合理的轨迹。钢板弹簧由几片等宽但是长度不等的金属合金片装配而成，可以视为近似等强的弹性梁。它的最长片是主片，它的两端弯曲成为卷耳，通过弹簧销与前后支架相连。如果第二片两端也弯曲成卷耳式结构，此时它称为包耳，它包在第一片的卷耳外以减少主片承受的载荷。钢板弹簧还包括中心螺栓，用于保证各片相连并且相对位置固定；U形螺栓，固定钢板弹簧并与车桥连接；弹簧夹，防止板簧在较大变形情况下各片分离导致主片负荷过大；铆钉，作用与弹簧夹类似。

但是它的缺点也较为明显，例如弧高在使用过程中会发生变化；各片接触面存在的摩擦力虽然可以加速衰减，但是各片磨损加剧，不能较好地缓和冲击；各片间摩擦力随时间而改变，不稳定；磨损后可能会产生一定的应力集中现象。

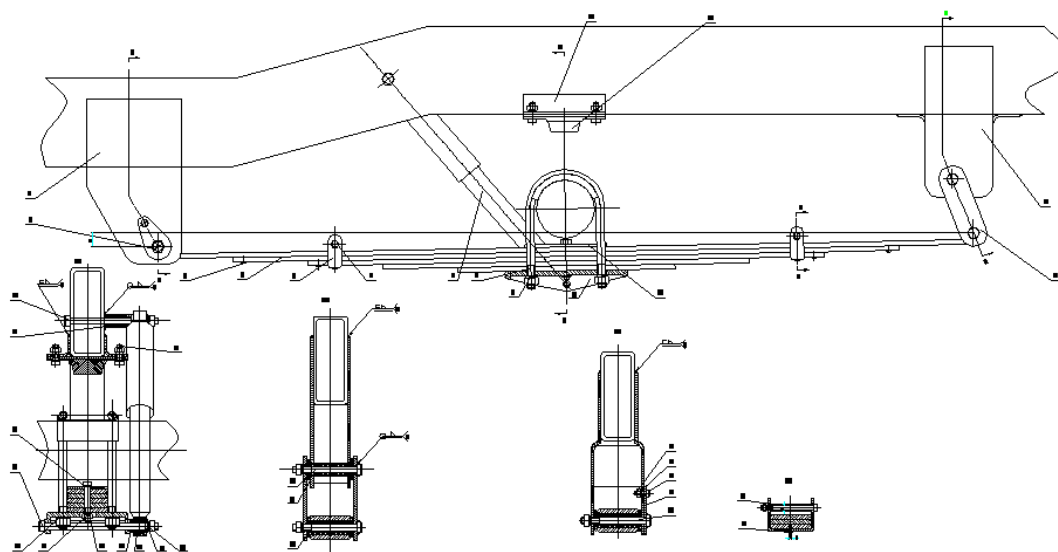


图 2-6 某微型纯电动客车钢板弹簧总成

在市场上，钢板弹簧占据非常大的份额，大部分商用车、客车和部分乘用车都采用了钢板弹簧，甚至几乎所有的微型客车后悬架都采用钢板弹簧非独立悬架。根据本设计中该多用途微型纯电动客车的技术特性，确定动力布置形式为非断开式驱动桥，对应采用的悬架类型为非独立悬架，弹性元件为对称式钢板弹簧。

第3章 后悬架主要参数的确定

第1节 弹簧的计算

3.1 设计车型的初始条件

根据原型车福汽启腾 M70，设计车型的已知条件如下，
 整车整备质量为 1340kg；总质量为 1865kg；
 最高车速为 90km/h；最大爬坡度 20%；加速时间 0-40km/h 为 8s；纯电里
 程为 50km；
 整车尺寸为长宽高 4071×1677×1902mm；
 质心高度 h_g 空载 650 满载 750mm；
 后轮距为 975mm；
 轮胎型号为 175/70R14（300mm）；滚阻系数 0.013；
 空载时前轴轴荷为 603kg；空载时后轴轴荷为 739kg；
 滚动半径为 280mm；轮胎空载气压：前胎 2.5、后胎 3.0bar；
 满载时前轴轴荷为 755kg；满载时后轴轴荷为 1110kg；
 板簧中心距 975mm，后悬长 791mm；
 轴距 2700mm；
 后轴非簧载质量 143kg。

根据以上各个条件，

因此满载静平衡时微型客车的前后轴负荷分别为，

$$G_1 = m_{a1}g = 7406.55\text{N}, \quad G_2 = m_{a2}g = 10889.1\text{N};$$

根据后悬非簧载质量占后轴质量的 19%可以得到后轴非簧载质量和重量分别为，

$$m_{\mu 2} = 143\text{kg}, \quad G_{\mu 2} = m_{\mu 2}g = 1402.83\text{N}。$$

后轴簧上质量为，

$$m_2 = m_{a2} - m_{\mu 2} = 967\text{kg}。$$

根据以上条件可以计算出单侧钢板弹簧的载荷为，

$$F_{w2} = (G_2 - G_{\mu 2}) / 2 = 4743.14\text{N}。$$

后悬架载荷 F_w 为,

$$F_w = m_2 g = (G_2 - G_{\mu 2}) = 9486.27 \text{N};$$

3.2 后悬架的静挠度 f 。

根据力学方面的分析, 简化汽车模型, 如果把汽车看成为在具有一定弹性的悬架上面做单自由度振动的质量, 那么汽车前后固有频率 n_1 和 n_2 可用下式来表示:

$$n_1 = \frac{\sqrt{\frac{c_1}{m_1}}}{2\pi}, \quad n_2 = \frac{\sqrt{\frac{c_2}{m_2}}}{2\pi} \quad (1)$$

式中, c_1 、 c_2 为前后悬架的刚度 (N/cm); m_1 、 m_2 为前、后悬架的簧载质量 (kg)。

当微型客车满载时, 前后悬架的静挠度的计算公式是,

$$f_{c1} = m_1 g / c_1, \quad f_{c2} = m_2 g / c_2 \quad (2)$$

g 为重力加速度, $g = 981 \text{cm} / \text{s}^2$ 。

将②式带入①式可以得到,

$$n_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{c1}}} = 4.985 / \sqrt{f_{c1}}, \quad n_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{c2}}} = 4.985 / \sqrt{f_{c2}} \quad (3)$$

对于乘用车而言, 它的发动机排量大时, 悬架偏频应该小, 一般来说, 乘用车的排量小于 1.6L, 后悬架的偏频一般的范围是 1.16Hz 到 1.59Hz 之间。设计的微型客车为电动车, 排量为零, 悬架的频率选择时取大值, 故该微型客车后悬架的满载偏频 n_2 为 1.40Hz。人的自振频率范围是 1.00 ~ 1.60 Hz 之间, 车身的频率应该接近这个范围, 所以对于乘用车而言, 较低的偏频更好。此时, 悬架刚度较低, 载荷造成的悬架变形更大, 车轮的跳动空间也随之更大。对于乘用车而言, 较为容易实现。

刚度的选择对挠度的影响很大, 而挠度的大小又影响影响设计时片厚的选择。刚度越大, 挠度越小, 设计时选取的片厚越大, 从而强度越大, 承载能力越强, 但是舒适性降低。所以设计时应该综合考虑偏频对刚度和强度的影

响，选择合适的数值。

带入③式，求得满载时，后悬架静挠度为， $f_{c2} = 12.68\text{cm}$ 。

满载静止时，单侧后悬架钢板弹簧受到的满载载荷为簧载质量的一半，考虑到不带副簧的钢板弹簧的弹性特性曲线可以视为直线，即刚度不变，于是可以带入②式，求得刚度为，

$$c_2 = 374.10 \text{ N/cm} = 37.41 \text{ N/mm}$$

对于钢板弹簧非独立悬架而言，其弹性特性曲线可以视为线性的，故弹簧刚度基本保持不变，则空载时，后悬架簧载质量为，

$$m_2' = m_{a2}' - m_{\mu 2} = (739 - 143)\text{kg} = 596\text{kg}.$$

则单侧悬架的簧上质量为 298kg，

后轴悬载质量为空载时后悬架挠度为，

$$f_{c2}' = \frac{1}{2} m_2' g / c_2 = 298 \times 9.81 / 374.10 = 78.14\text{mm}.$$

空载后悬架刚度为，

$$n_2' = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{c2}'}} = 4.985 / \sqrt{f_{c2}'} = 1.78\text{Hz}.$$

可以发现空载时后悬架偏频比满载时高出一些，满载时舒适性更好。

3.3 后悬架的动挠度 f_d

当设计的微型客车处在满载静平衡位置时，开始压缩它的后悬架一直到后悬架允许的形变量的最大值时，车轮中心轴线相对于车架的竖直方向上的位移量即为我设计的动挠度。设计时需要保证该微型客车具有足够的动挠度，从而避免微型客车在不良路况上行驶时，钢板弹簧会发生多次撞击缓冲橡胶块的现象。对于乘用车，动挠度 f_d 一般取值范围为 7~9cm，对于该微型纯电动客车，行驶在良好路面的城市工况下，取 7cm。

3.4 后悬架的弹性特性曲线 $F-f$

图 3-1 是设计的微型客车车轮中心轴线在竖直方向外力作用下相对于车架的位移与该外力的关系曲线。线性弹性特性曲线是一条直线，刚度不变；对于非线性弹性特性曲线来说，它是一条曲线，刚度会有一定的变化。由于轻型乘用车钢板弹簧非独立悬架没有副簧，它在板簧的使用行程内刚度保持常数，因此它的弹性特性曲线可以看作是线性的。当然，如果超过了正常使用范围，由于缓冲块的作用，悬架刚度会突然增大，防止悬架撞击车架。如图所示，A 点处悬架开始压缩，AB 是钢板弹簧正常工作行程范围，B 点缓冲块接触车架，B 点以后，缓冲块处于压缩行程，悬架刚度大大增大。

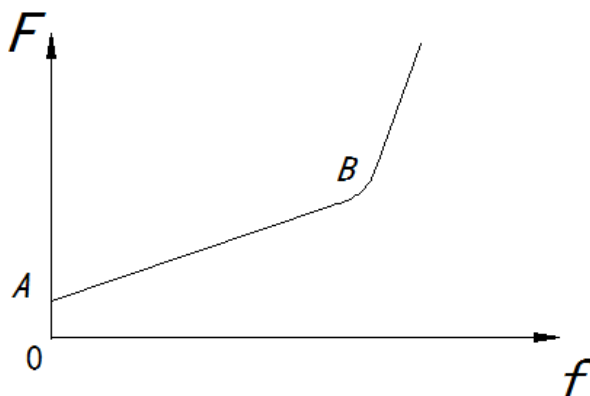


图 3-1 钢板弹簧弹性特性曲线 F - f

在该微型客车正常行驶过程中，悬架刚度一般处于上图 3-1 的 A 至 B 所示的范围内。

第4章 后悬架的计算与设计

第1节 钢板弹簧的计算

4.1 后悬架钢板弹簧的布置和选择

4.1.1 钢板弹簧的布置

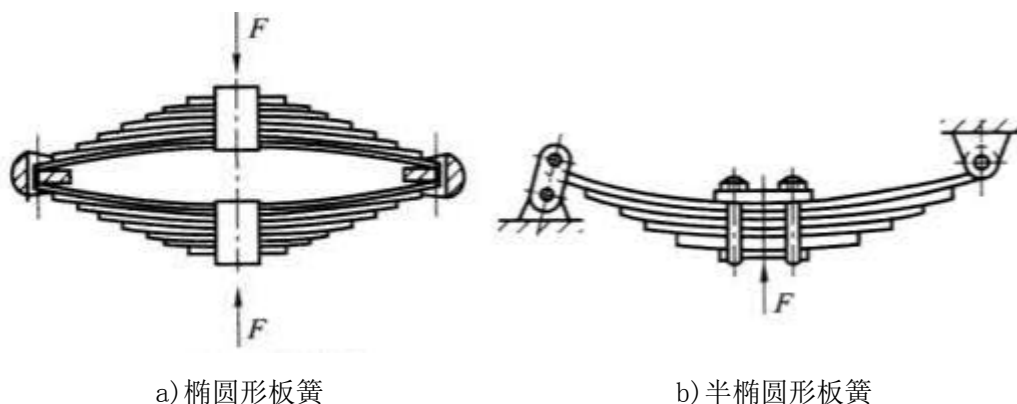
在微型客车上，后悬架板簧的布置方案有横置和纵置这两种。横置式钢板弹簧悬架设计时需要考虑纵向力的传递问题，需外加导向传力装置，从而产生更复杂的结构和更大的质量，使生产成本升高，维修拆装不便，因此运用范围较为有限。

该微型客车采用纵置式钢板弹簧，该设计有利于传递各种力和力矩，并且结构简单，质量低，成本低，维修方便，运用广泛，工艺成熟。纵置式钢板弹簧包括2种方案模式：对称式和非对称式。该微型客车采用对称式钢板弹簧，以保证车桥中心或中央固定螺栓中心分别与钢板弹簧边缘的卷耳中心的距离相等。

4.1.2 钢板弹簧的选择

(1) 形状

由于不同钢板弹簧有着不同的形状，因此它们传递载荷的形式也有所不同。钢板弹簧可以分为椭圆形、半椭圆形、1/4 椭圆形、悬臂半椭圆形、直线形。半椭圆形运用最广泛，因此本次设计也采用半椭圆形板簧。其中需要说明的一点是，火车因为载荷较大，一般会采用两个上下半椭圆形对称布置的椭圆形板簧。各种形状的板簧正视图如下图 4-1。



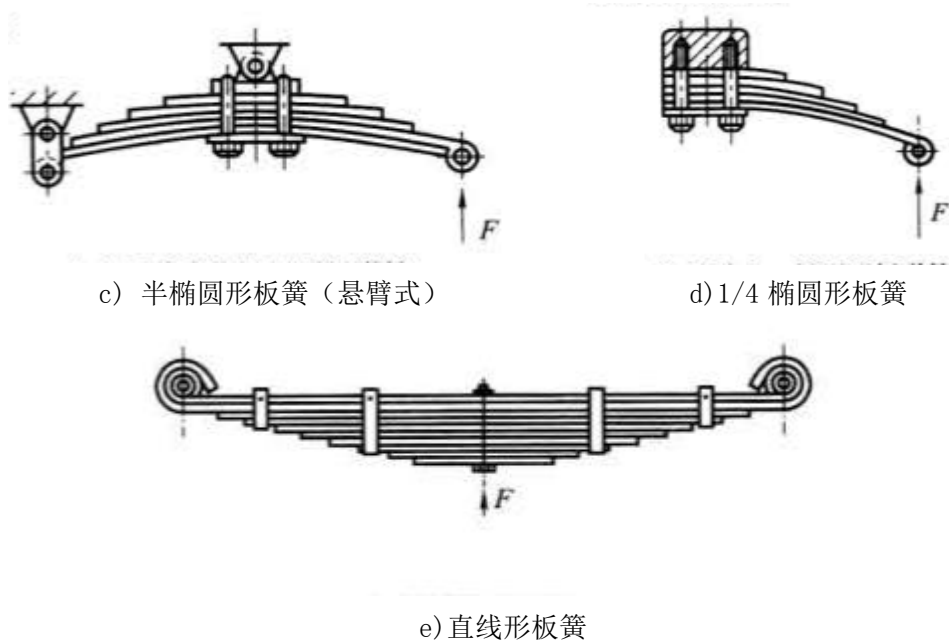


图 4-1 板簧形状示例

(2) 材料

表 4-1 板簧材料选取原则

材料	σ_s/MPa	σ_b/MPa	$\delta_{10}/\%$	$\psi/\%$	使用范围
55Si2Mn	1176	1274	6	25	
60Si2MnA	1372	1568	5	20	一般在厚度 $<9.5\text{mm}$ 时采用
55SiMnVB	1225	1372	5	30	一般在厚度为 $10\sim 14\text{mm}$ 时采用
55SiMnMoVNb	1274	1372	8	35	一般在厚度为 $16\sim 25\text{mm}$ 时采用

如上表 4-1 所示，考虑到微型客车的载质量较轻，因此钢板弹簧一般不可能超过 9.5mm ，因此材料选择为 60Si2MnA。

4.2 后悬架钢板弹簧的主要参数的确定

4.2.1 主片满载弧高 f_s 的确定

当钢板弹簧安装在微型客车后车桥上后，板簧主片上表面与主片两端（比两端卷耳中心距要短）连线在微型客车满载时，竖直方向上的高度差的最大

值即为它的满载弧高。研究满载弧高的意义在于保证汽车具有一定的高度，获得足够的离地间隙，实现汽车通过性的要求。为了在车架高度限定后或使用中钢板弹簧产生塑性变形后仍能获得一定的动挠度，一般取满载弧高 f_a 在 10mm 到 20mm 之间。对于该微型纯电动客车，取 f_a 15mm。

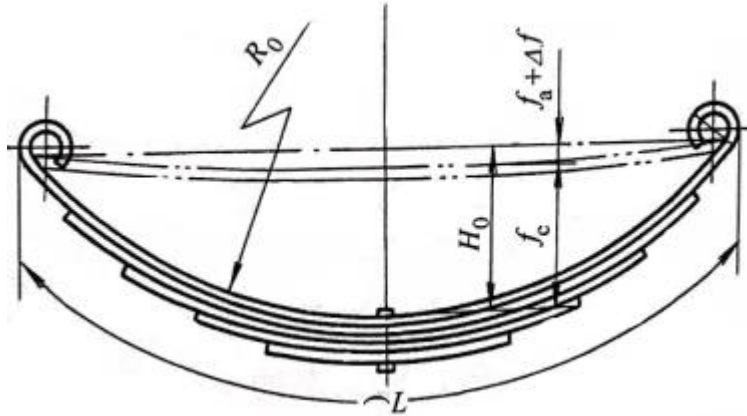


图 4-2 后板簧总成在自由状态下主视图（螺栓夹紧后）

4.2.2 钢板弹簧主片长度 L 的确定

设计的板簧长度是 2 个卷耳中心在钢板弹簧压平伸直后的距离。其长度越长，则板簧应力越小，使用寿命越长，钢板弹簧的总惯性力矩越大，并且弹簧的刚度会更低，微型客车的平顺性会越好。当板簧竖直方向上的刚度一定时，更长的钢板弹簧意味着它能有更大的纵向角刚度。但是对于较大的钢板弹簧长度，其布置会变得更加困难，而且对称式钢板弹簧的应力会更大。所以设计时，在结构布置允许的情形下，钢板弹簧的长度自然就越大越好。微型客车的钢板弹簧长度一般为 $(0.40 \sim 0.50)$ 倍的轴距长度。轴距为 2700mm，则 $(0.40 \sim 0.55) \times 2700 = 1080 \sim 1485\text{mm}$ ，取为 1200mm，长度为圆整后的数值，从而提高了工艺性。

4.2.3 钢板弹簧各片断面尺寸 $b \times h$ 以及片数 n 的确定

(1) 钢板断面宽度 b 的确定

对于选定的对称式钢板弹簧，可以根据修正后的简支梁公式来计算其所需要的总惯性矩 J_0 ，即，

$$J_0 = \frac{(L - ks)^3 c \delta}{48E}。$$

上式中, S 的物理意义是 U 形螺栓中心距 (单位: 毫米), k 是应对 U 形螺栓夹紧钢板弹簧后的无效长度系数, c 为钢板弹簧垂直刚度 (单位: N/mm), δ 为挠度增大系数, E 为弹性模量 (单位: MPa)。考虑到设计的微型纯电动客车采用刚性夹紧, 故无效长度系数 $k = 0.5$ 。

U 形螺栓的参数确定如下:

考虑到后桥壳直径为 $86mm$, 为了布置下各个结构零件, 防止干涉, 因此 U 形螺栓中心距 s 取为 $104mm$; 根据 U 形螺栓的标准, 螺栓直径为 $12mm$; 螺纹高度为 $32mm$; U 形螺栓需要足够的长度, 因此半圆圆心高度为 $114mm$;

钢板弹簧垂直刚度 c , 满足关系式 $c = \frac{F_w}{f_c}$, 对于后悬架, 则为,

$$c = \frac{F_w}{f_{c2}} = \frac{4743.14N}{126.79mm} = 37.41N/mm。$$

再求挠度增大系数时, 没有重叠片, 故与主片等长的重叠片数 $n_1 = 0$, 考虑到市面上主流微型客车的钢板弹簧片数一般为 $4 \sim 5$ 片, 而且原型车启腾 M70 的片数为 5, 则估计一个总片数 $n_0 = 5$, 求得 $\eta = \frac{n_1}{n_0} = 0$, 则

$$\delta = \frac{1.5}{1.04(1 + 0.5\eta)} = \frac{1.5}{1.04} = 1.44。$$

对于碳钢、镍铬钢、合金钢等各类钢材料, 弹性模量为 $E = 2.06 \times 10^5 MPa$ 。则本设计中的后悬架板簧总惯性力矩为,

$$J_0 = \frac{(L - ks)^3 c \delta}{48E} = \frac{(1200 - 0.5 \times 74)^3 \times 37.41 \times 1.44}{48 \times 2.06 \times 10^5} = 8255.95 mm^4。$$

钢板弹簧的材料一般为 $55SiMnVB$ 或者为 $60Si2Mn$ 等材料, 经过表面喷丸处理后, 后主簧的许用弯曲应力 $[\sigma_w]$ 的取值范围一般是: $450 \sim 550 MPa$ 。

在本设计中，取 $[\sigma_w] = 550 \text{ MPa}$ 。

则钢板弹簧总截面系数为，

$$W_0 \geq \frac{F_w(L - ks)}{4[\sigma_w]} = \frac{4743.14 \times (1200 - 0.5 \times 74)}{4 \times 550} = 2475.06 \text{ mm}^3;$$

那么钢板弹簧平均厚度为，

$$h_p = \frac{2J_0}{W_0} = \frac{(L - ks)^2 \delta[\sigma_w]}{6Ef_c} = 6.67 \text{ mm};$$

钢板弹簧平均厚度确定之后，可以选择钢板弹簧片宽。片宽越大，则卷耳强度会越大，但是缺点是在横向力作用下车厢发生侧向倾斜时，板簧的扭转应力会比较大。片宽较窄时，为了保证钢板弹簧的寿命和强度，又不得不增加片数，导致片间摩擦加剧，钢板弹簧总质量和占用空间变大。设计时，一般选取的原则是，片宽与片厚的比值满足 $b / h_p = 6 \sim 10$ ，则片宽的取值范围是 $41.1 \sim 68.5 \text{ mm}$ 。对于该微型客车，钢板弹簧片宽设计为 60 mm ，此时片宽与片厚之比为 9.00 。

(2) 钢板弹簧片厚 h 和片数 n 的选择

当各片片厚相等时，对称式钢板弹簧的材料力学模型可以视为各个单板悬臂梁（简支梁）的叠加，即可以把各片中间位置视为该片固定在墙壁的一段，外侧端点处受到垂向力，根据材料力学性质，钢板弹簧总惯性力矩、钢板弹簧片数、钢板弹簧片宽、钢板弹簧片厚在各个片厚相等时满足下列关系式，

$$J_0 = nbh^3 / 12。$$

观察上式可以发现， h 具有三次幂，因此片厚对钢板弹簧总惯性力矩的影响最大。片数越多，片宽、片厚越大，钢板弹簧的总惯性力矩就越大，而总惯性力矩越大，钢板弹簧刚度也就越大。当刚度一定时，如果增大片厚，能够有效地使片数变少。再设计悬架时，钢板弹簧不同片可以分别具有不同的厚度。为了减少制造成本，便于装卸，一般采用每一片厚度都一致的板簧设计方案。工况恶劣时，尤其是重型货车，往往具有较厚的主片和卷耳。如果各片具有不同的厚度，那么采用的厚度值一般不得超过三种。为了尽可能发挥钢板弹簧作用，使各片具有接近的寿命从而减少维修拆装的次数，则钢板

弹簧中最厚片和最薄片的厚度满足以下关系： $\frac{h_{\max}}{h_{\min}} \leq 1.5$ 。

表 4-2 矩形截面弹簧宽度、厚度匹配标准

板宽	矩形截面弹簧板的主要尺寸														mm	
	板 厚															
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	16	18	20	22	25	30
45	○	○					○									
50	○	○	○	○	○	○	○	○	○							
60	○	○	○	○	○	○	○	○	○		○					
70		○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○		
80			○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○		
90					○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
100							○	○	○	○	○	○	○	○	○	
150											○		○		○	○

考虑到以上因素，该微型纯电动客车后悬架钢板弹簧各片采用相同厚度。并且横截平面片厚 h 和尺寸片宽 b 必须都得按照国家材料规格里的标准数值来选取。如上表 4-2 所示的那样，板宽为 60mm 时，厚度可以取为 5 ~ 13mm 的任意一个整数值，因此厚度取为 7mm 符合国家标准。

在该微型纯电动客车后悬架设计中，钢板弹簧片数选为 5 片，则片厚 h 为，

$$h = \sqrt[3]{\frac{12J_0}{nb}} = 6.91\text{mm}。圆整后取为 7\text{mm}。$$

(3) 钢板断面形状

钢板弹簧在微型客车行驶时，下部分拉伸，上部分压缩。对于一般的钢板弹簧材料而言，所能承受的拉应力一般小于压应力，因此在长时间的使用中一般是下表面先出现弯曲疲劳损伤，进一步产生应力集中，严重时甚至会出现板簧折断现象。对于行驶条件较为恶劣的汽车，建议采用中性轴偏上的断面形状的叶片，与矩形截面相比，它们的下部分所受到的拉伸应力数值会小于上部分受到的压缩应力数值，从而具有更高的疲劳强度和使用寿命，并且节约板簧材料，但是制造较为复杂。下图 4-3 的 b) c) d) 的弯曲中性轴相对于矩形断面的叶片而言，中性轴都更加靠近上部，所以它们的抗弯曲能力更强。

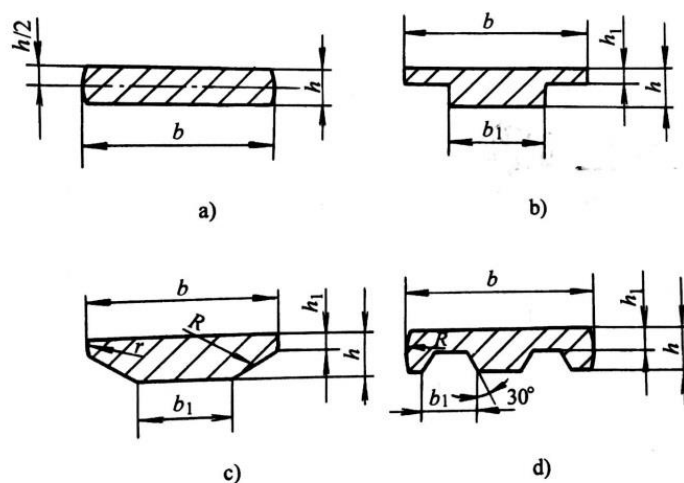


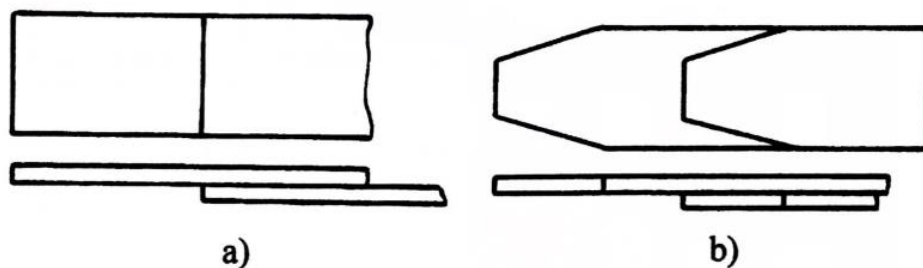
图 4-3 板簧断面形状示例

a) 矩形 b) T 形 c) 六边形 d) 双槽形

对于该微型纯电动客车，由于载荷不大，行驶于城市工况下的良好路面上，并且为了简化工艺降低成本，采用矩形断面结构，即为上图 a) 形式。

(4) 叶片端部形状

如下图 4-4 所示的就卷耳端部结构示例图，卷耳端部一般可以有三种形状，椭圆形、梯形、矩形。椭圆形端部叶片质量最小而且最接近于等应力梁结构，但是制造工艺性不好。梯形端部的钢板弹簧的特点介于矩形端部和椭圆形端部之间，较为靠近等应力梁结构，而且切割掉一部分材料，质量较轻，但是比矩形端部的钢板弹簧有更多的工序。矩形端部的工艺性好，制造成熟，成本低，使用范围广泛，但是两端刚性较大，各片之间容易出现应力集中。考虑到微型客车板簧端部一般为矩形，考虑到生产因素，因此在本设计的微型纯电动客车中，采用的叶片端部形状也为矩形。



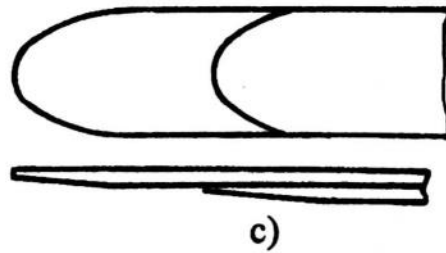


图 4-4 板簧端部形状示例

a) 矩形端部 b) 梯形端部 c) 椭圆形端部

(5) 卷耳

卷耳有多种设计方案，有上卷耳式、平卷耳式、下卷耳式、加强卷耳式和可拆卸卷耳式。上卷耳式的特点是使用范围广、制造方便，但是两端卷耳中心连线相对于主片中心线向上偏移了一段距离，从而会产生一定的片内应力。平卷耳可以克服上卷耳结构钢板弹簧内应力较大的缺点，它的卷耳中心连线与主片中心轴线重合，从而要求卷耳颈部向下弯曲，制造工序变得复杂。下卷耳可以使车身质心高度降低，并且满足了悬架运动轨迹与转向机构相协调的要求，因此常用于前非独立悬架。但是载荷较大时，卷耳容易变形张开，使寿命减少。加强卷耳主要用于重型车或恶劣工况条件下，较为常见的结构是有与主片等长的重叠片将主片卷耳包住，进而改善主片工作状况，提高可靠性和使用寿命。但是结构较为复杂，在轻型车不常见。可拆卸式卷耳的卷耳可以在使用一段时间之后拆掉，便于更换卷耳，但是片间摩擦加剧，需增加螺栓等结构使制造装备配更为复杂，螺栓孔也会降低卷耳强度。上面提到的各种各样的卷耳结构如下图 4-5 所示，便于形象认知。

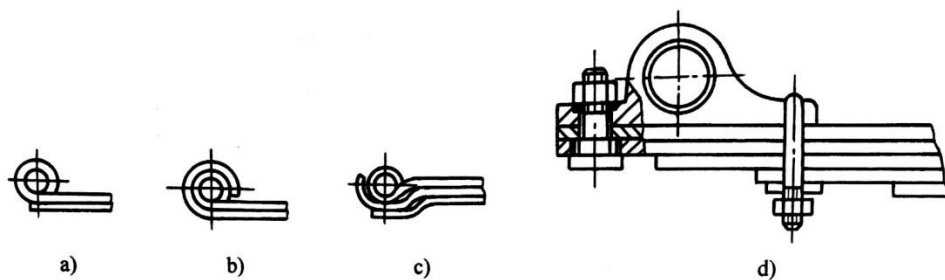


图 4-5 钢板弹簧卷耳结构示例

a) 上卷耳式 b) 上卷耳式 c) 平卷耳式 d) 可拆卸式卷耳

本设计中采用 a) 结构所示的上卷耳结构。

4.3 钢板弹簧各片长度的确定

4.3.1 CAE 法

这种方法是目前最先进的方法，它主要采用 MATLAB、Adams、Ansys 等计算机辅助技术软件，运用的方法是有限元和边界元，用它们来进行仿真，因此具有较高的效率和可靠性。先按照钢板弹簧的实际参数建立计算机模型，即具有不同自由曲率半径和形状的单片在组装并加载预应力后，考虑各片接触产生的摩擦和变形，准确计算各片压力、接触状况、工作应力，求出刚度等参数，实现板簧的精确计算。

4.3.2 集中参数法

集中参数法的思路是假设各个板片仅在两端接触，并且仅在两端传递所承受的载荷，除了端部以外的各个部分都不接触，并且其变形是自由形成的。这种假设能很好地描述长期实际行驶中钢板弹簧各片两端的磨损情况，此外用集中参数法计算板簧最下的两片受力情况时有较大的准确性，但是缺点是分析求解过程复杂，并且仅弹簧端部安有隔离装置时假设才能更好地解释实际情况。

4.3.3 共同曲率法

共同曲率法的思路是假定我所研究的钢板弹簧，在不同工况条件下，板簧的每一片在沿着长度方向上都能实现紧密接触，没有缝隙，因此在侧向投影形成的各片边界线均有相同的曲率半径，从而把钢板弹簧形状化简成梯形。但是共同曲率法忽略了各片两端所受到的应力，尤其是计算最后两片的时候，会存在一定的误差。考虑到所设计车型使用工况良好，载荷不大，并且该方法计算简便，不用考虑接触情况和板间摩擦，故采用该方法。

确定各片长度时，先将各片厚度 h_i^3 按照相同的单位画在纵坐标上，在横坐标上画出U形螺栓中心距的一半 $s/2$ 和主片长度的一半，得到端点 A 、 B ，连接各个端点可以获得微型客车后板簧总成的展开图。考虑到没有与主片等长的重叠片，则 AB 与每一片钢板弹簧上表面正投影相交点的 x 坐标就是各片长度的 0.5 倍。然后将得到的数值圆整，设计出各片的长度。

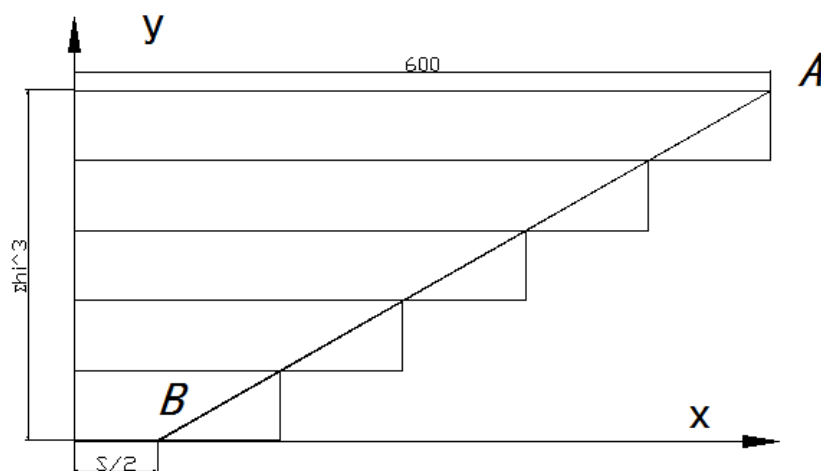


图 4-6 板簧各片长度的确定

根据该计算各片长度的方法，如上图 4-6 所示，采用一次函数的方法，知道各点纵坐标，既可以得到横坐标。考虑到各片厚度相等，故直线 AB 的方程式为，

$$l_{AB} : x = \frac{L-s}{10h^3} y + \frac{s}{2}$$

当 y 分别取 $5h^3$ 、 $4h^3$ 、 $3h^3$ 、 $2h^3$ 、 h^3 时，即得到各片长度的一半，为

$$\begin{array}{lll} l_1=600\text{mm} & l_2=490.40\text{mm} & l_3=380.80\text{mm} \\ l_4=262.20\text{mm} & l_5=161.60\text{mm} & \end{array}$$

以上各值乘二得到各片长度分别为，

$$\begin{array}{lll} L_1 = 1200.00\text{mm} & L_2 = 980.80\text{mm} & L_3 = 761.60\text{mm} \\ L_4 = 524.40\text{mm} & L_5 = 323.20\text{mm} & \end{array}$$

圆整后得到，

$$\begin{array}{lll} L_1 = 1200\text{mm} & L_2 = 980\text{mm} & L_3 = 760\text{mm} \\ L_4 = 540\text{mm} & L_5 = 320\text{mm} & \end{array}$$

4.4 钢板弹簧的验算

之前通过刚度 c 计算得到的总惯性力矩 J_0 ，总截面系数 W_0 ，挠度增大系

数 δ 等都不太准确, 从而使推导出的片厚 h , 片宽 b 并不一定可靠。所以必须验算校核刚度 c , 验算公式如下。

$$c = \frac{6\alpha E}{\sum_{k=1}^n a_{k+1}^3 (Y_k - Y_{k+1})}$$

$$\text{其中, } a_{k+1} = (l_1 - l_{k+1}), \quad Y_k = \frac{1}{\sum_{i=1}^k J_i}, \quad Y_{k+1} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{k+1} J_i}, \quad J_i = \frac{b_i h_i^3}{12}。$$

α 为经验修正系数, 取值范围是 0.90~0.94; E 为钢板弹簧材料的弹性模量;
 l_1 、 l_{k+1} 为主片和第 $k+1$ 片长度的一半。

4.4.1 校核自由刚度 c_j

把板簧中部 M8 紧固螺栓和端部卷耳中心的距离, 也可以认为是主片长度的 1/2, 视为上式中 l_i , α 取为 0.93, E 取为 $2.06 \times 10^5 \text{ Mpa}$, 计算自由刚度 c_j 。其中板簧中部 M8 紧固螺栓与两端卷耳中心之间的距离是 600mm, 算得的结果为 37.27N/mm。我计算过程中得到的各个数据如下表 4-3 所示。

表 4-3 自由刚度 c_j 的确定

片号	长度 l/mm	$a_{k+1} =$ $(l_1 - l_{k+1})$ /mm	$\sum_{i=1}^{k+1} J_i$ /mm ⁴	$Y_k =$ $1 / \sum_{i=1}^{k+1} J_i$ /($\times 10^{-4} \text{ mm}^{-4}$)	$(Y_k - Y_{k+1})$ /($\times 10^{-4} \text{ mm}^{-4}$)	$a_{k+1}^3 (Y_k - Y_{k+1})$ /mm ⁻¹
1	600	—	1715	5.83	—	—
2	490	110	3430	2.91	2.92	388.05
3	380	225	5145	1.94	0.97	1034.79
4	270	340	6860	1.46	0.48	1746.21
5	160	450	8570	1.17	0.29	2483.50
		600			1.17	30842.05

$$c = 6 \times 0.94 \times 2.06 \times 10^5 / (388.05 + 1034.79 + 1746.21 + 2483.50 + 30842.05) = 37.27 \text{ N/mm}。$$

4.4.2 校核夹紧刚度 c_z

用有效长度 $l_1' = (l_1 - 0.5ks) = 581.5\text{mm}$ 代入上式中 l_1 ， α 取为 0.90，计算夹紧刚度 c_z ，为 40.26 N/mm。我计算过程中得到的各个数据如下表 4-4 所示。

 表 4-4 夹紧刚度 c_z 的确定

片号	长度 l/mm	$a_{k+1} =$ $(l_1 - l_{k+1})$ /mm	$\sum_{i=1}^{k+1} J_i / \text{mm}^4$	$Y_k =$ $1 / \sum_{i=1}^{k+1} J_i$ /($\times 10^{-4} \text{mm}^{-4}$)	$(Y_k - Y_{k+1})$ /($\times 10^{-4} \text{mm}^{-4}$)	$a_{k+1}^3 (Y_k - Y_{k+1})$ /mm ⁻¹
1	582	—	1715	5.83	—	—
2	490	91.5	3430	2.91	2.92	261.99
3	380	201.5	5145	1.94	0.97	855.75
4	270	311.5	6860	1.46	0.48	1614.72
5	160	421.5	8570	1.17	0.29	2342.33
		581.5			1.17	22903.58

$$c = 6 \times 2.06 \times 10^5 / (261.99 + 855.75 + 1614.72 + 2342.33 + 22903.58) = 40.26 \text{N/mm}。$$

可以看出，自由刚度略小于设计刚度，夹紧刚度大于设计刚度，数值差别并不大，可以认为满足设计要求。

4.5 微型客车后悬架板簧总成在自由状态下弧高和半径计算

4.5.1 钢板弹簧总成在自由状态下弧高 H_0

板簧各片安装夹紧在一起后，但是在还没有加载预应力和 U 形螺栓夹固时，板簧总成处于自由状态。此时主片上表面和卷耳中心连线的高度差减去一个卷耳直径，即为自由状态下的弧高。

Δf 为 U 形螺栓夹固后引起的板簧弧高变化，

$$\Delta f = \frac{s(3L - s)(f_a + f_c)}{2L^2} = \frac{120(3600 - 104)(15 + 126.79)}{2 \times 1000^2} = 17.90\text{m};$$

上式中， s 为 U 形螺栓中心距， L 为板簧主片长度， f_a 为满载弧高， f_c 为静挠度。

板簧总成在自由状态下的弧高为，

$$H_0 = f_c + f_a + \Delta f = 126.79 + 15 + 17.90 = 159.69\text{mm}。$$

4.5.2 在自由状态时板簧各片的曲率 R_i

钢板弹簧主片总成在自由状态下的曲率半径公式为 $R_0 = \frac{(\frac{L}{2})^2}{2H_0 - d}$ ，一般

$$\text{忽略卷耳内径, 则为 } R_0 = \frac{L^2}{8H_0} = \frac{1000^2}{8 \times 159.69} = 1127.21\text{mm}。$$

如下图所示，钢板弹簧处于自由状态为该效果。 R_i 为第 i 片的自由曲率半径。从图中可以看出，虽然各片在自由状态时的曲率是不一样的，但是夹固以后各片能更好地贴在一起，并具有相同的曲率半径，而且主片危险截面的应力可以大大减少，使各片具有相近的使用寿命。

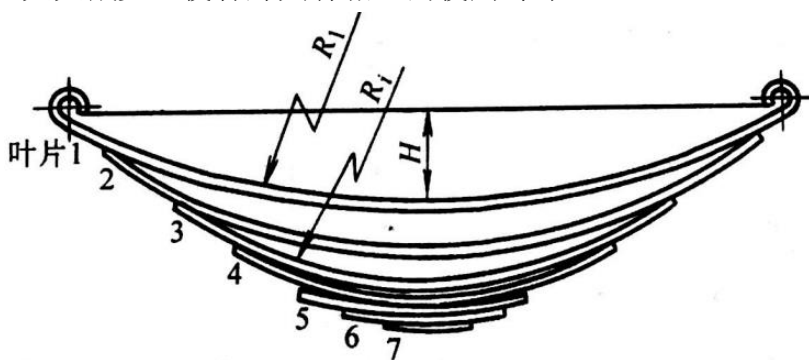


图 4-7 板簧各片夹紧前的自由半径

板片的预应力分别取为-60MPa，-30MPa，0MPa，30MPa，60MPa，选取这个预应力的目的是为了各片在自由状态下的间隙相近，这样装配后才能更好的紧密贴在一起，并且延长使用期限。考虑到我设计的后钢板弹簧具有相同的厚度，各片的预应力应该较小，而且主片端部是危险截面，该处的工作应力和预应力的叠加一般应该在 300~350MPa 之间取值。头几片取负预应力，然后逐渐增大，后几片取正值。

在进行材料力学分析时，各片所受到的预应力在主片端部造成的弯矩和应该为零，即

$$\sum_{i=1}^n M_i = \sum_{i=1}^n \sigma_{0i} W_i = 0 \quad , \quad \text{其中 } W_i \text{ 是弯曲截面系数, } M_i \text{ 为预应力在主片}$$

端部形成的弯矩， σ_{0i} 为各片预应力。考虑到各片截面形状完全一致，因此具有相同的截面系数 W_i ，所以只要满足 $\sum_{i=1}^n \sigma_{0i} = 0$ 即可。

各片的曲率半径计算公式为，

$$R_i = \frac{R_0}{1 + (2\sigma_{0i}R_0) / Eh_i}$$

σ_0 为主片预应力， R_0 为主片自由半径， E 为弹性模量， h_i 为各片厚度，数值均为 7mm。

那么求得各片曲率半径为，

$$R_2 = 1182.68\text{mm};$$

$$R_3 = 1127.21\text{mm};$$

$$R_4 = 1076.71\text{mm};$$

$$R_5 = 1030.54\text{mm}。$$

计算所用的程序在附录中。

4.6 钢板弹簧总成弧高的核算

H_i 为各片自由弧高， $H_i = L_i^2 / 8R_i$ 。根据这个公式，算得的第二片到第五片的自由弧高依次为，

$$H_2 = 101.51\text{mm};$$

$$H_3 = 64.05\text{mm};$$

$$H_4 = 33.85\text{mm};$$

$$H_5 = 12.42\text{mm}。$$

钢板弹簧总成弧高为 H

$$\frac{1}{R_0} = \sum_{i=1}^5 (L_i / R_i) / \sum_{i=1}^5 L_i$$

$$H \approx L^2 / (8R_0) = 160.08\text{mm}。$$

钢板弹簧总成弧高 H 与钢板弹簧总成在自由状态下的弧高 H_0 ，其验算结果接近， $(160.08 - 159.69) / 159.69 = 0.24\% < 5\%$ ，故满足要求。

4.7 钢板弹簧的强度验算

(1) 汽车驱动时, 后钢板弹簧承受的载荷最大, 受力图如 4-8 所示的那样, 在其前半段出现的最大应力 σ_{\max} ,

$$\sigma_{\max} = [G_2 m'_2 l_1 (l_2 + \varphi c)] / [(l_1 + l_2) W_o] + G_2 m'_2 \varphi / (b h_1)$$

式中, G_2 ——产生在后轮水平轴线上的竖直方向静载荷, $G_2 = 4743.14\text{N}$

m'_2 ——后轴的负荷转移系数, 对于微型客车而言的取值区间是

1.25~1.30, 此处计算取 $m'_2 = 1.25$

ψ ——道路附着系数, 对于城市路况, 取 $\psi = 0.8$;

B ——钢板弹簧片宽, 设计宽度为 $b = 60\text{mm}$;

h_1 ——钢板弹簧主片厚度, 设计厚度为 $h_1 = 7\text{mm}$;

l_1 、 l_2 ——钢板弹簧前、后段长度, $l_1 = 600\text{mm}$, $l_2 = 600\text{mm}$;

c ——弹簧固定点到路面的距离, $c = 300\text{mm}$;

W_o ——钢板弹簧总截面系数, $W_o = \frac{1}{6} n b h^2 = 2450 \text{ mm}^3$;

在这种情况下后钢板弹簧受力如下图所示,

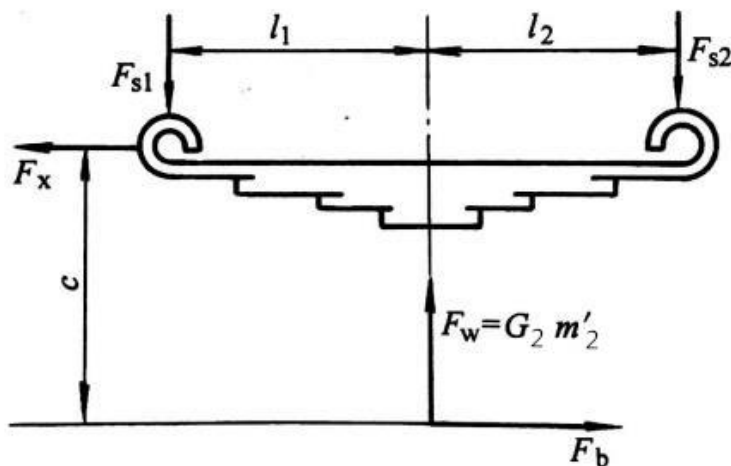


图 4-8 汽车驱动时后板簧受力分析

计算求出, $\sigma_{\max} = 989.97\text{MPa} < [\sigma] = 1000\text{MPa}$ 。

(2) 汽车通过不平路面的强度校核

当微型客车在凹凸路面上行驶时，竖直方向力达到顶峰状态。在这一瞬间，与汽车前进方向平行或垂直的力均为 0，板簧中间部分的受到的力是，

$$\sigma_2 = kG_2 l_1 l_2 / [(l_1 + l_2) W_0] = 1.55 \times 4743.14 \times 600^2 / [1200 \times 2450] = 901.45 \text{MPa} < [\sigma_c]$$

其中，k 为动载荷系数， $k = (f_c + f_d) / f_c = 1.55$ 。

(3) 通过板簧端部的卷耳的强度核算来选择卷耳内径

卷耳受力图如下图 4-9 所示的那样，卷耳处所受应力 σ 是由弯曲应力和压（拉）应力合成的应力，即

$$\sigma = [3F_x(D + h_1)] / (bh_1^2) + F_x / (bh_1)。$$

上式中， F_x 是顺着板簧纵向方向产生于两端卷耳中央轴线上的力，

$$F_x = \frac{1}{2} m_2 G_2 \phi = 0.5 \times 1.3 \times 4743.14 \times 0.8 = 5662.33 \text{N}。$$

$$\sigma = [3F_x(D + h_1)] / (bh_1^2) + F_x / (bh_1) < [\sigma] = 350 \text{MPa}$$

其中， D 为卷耳内径； b 为钢板弹簧宽度， $b = 60 \text{mm}$ ； h_1 为主片厚度， $h_1 = 7 \text{mm}$ ； $[\sigma]$ 为许用应力， $[\sigma] = 350 \text{MPa}$ 。

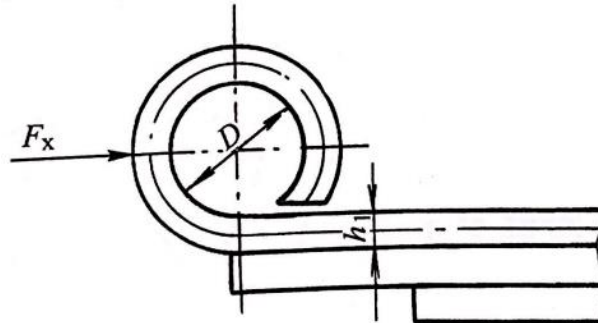


图 4-9 卷耳受力分析图

求得卷耳内径不能大于 69.98mm。在该设计中，卷耳内径取为 20mm。

(4) 钢板弹簧销强度计算

$$\sigma_z = F_s / (bd)$$

F_s 为满载静止时弹簧端部的载荷 $F_s = F_{w2} / 2 = G_2 / 4 = 2371.57 \text{N}$ ；

b 为卷耳处叶片宽 60mm；

$\sigma_z = F_s / (bd) < [\sigma_z] = 7 \sim 9 \text{MPa}$, 求得弹簧销最小直径为 6.55~8.43mm。

在该设计中, 弹簧销直径取为 10mm。

第2节 装配工艺

4.8 后悬架其它结构设计和工艺分析

4.8.1 钢板弹簧下压板

为了固定钢板弹簧, 需要上下压板夹紧, 保证钢板弹簧各片能够紧密接触。如下图所示, 为钢板弹簧下压板的结构图。壁厚为 7mm, 中央孔径为 24mm, 以保证钢板弹簧中部固定 M8 螺栓的螺母有足够的旋入空间, 内壁的粗糙度要求较低。4 个直径为 13mm 的孔保证 U 形螺栓的安装, 其位置由 U 形螺栓中心距和板宽决定, 因此位置度要求较高。前后有 2 个 11mm 通孔, 用于安装减振器下支撑销, 凸台结构可以减少加工平面, 有利于满足工艺性的要求, 也可以增大减振器与下压板之间的距离, 防止运动干涉, 减振器和下压板用螺栓连接, 可以用垫片调节距离。但是对于铸造工艺而言, 凸台会妨碍起模, 因此凸台高度要小于对应壁厚 (10mm) 的一半 (5mm), 该零件凸台高度为 3mm。上平面和钢板弹簧接触, 因此有一定的平面度要求。该零件采用铸造的生产工艺。

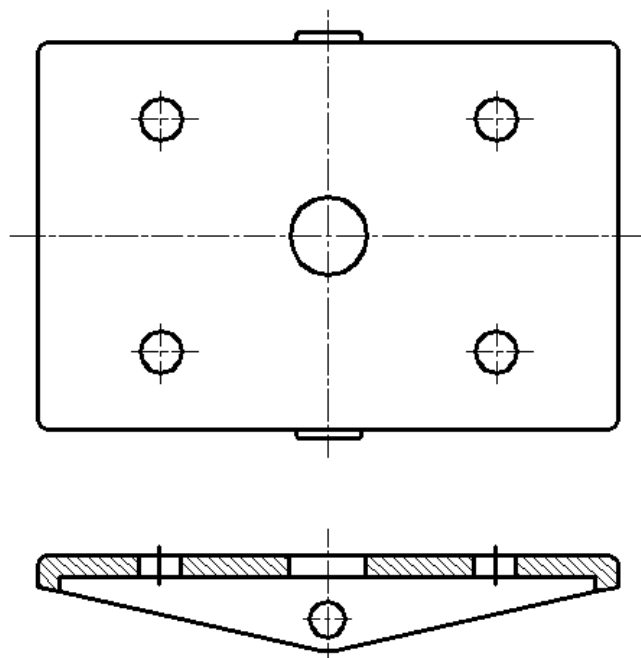


图 4-10 钢板弹簧下压板结构图

对于铸造件而言，考虑到大批量生产，因此采用机器造型，起模斜度为 15′ 到 3° 之间，因为是机器造型，斜度可以小一些，取为 1°。大批量生产中，最小铸孔直径为 12mm 到 15mm，而零件孔径较小，因此铸件毛坯不铸出来，在之后的机械加工中生产。对于铸钢而言，它的浇注温度大，需要采用电炉熔炼。如下度所示，轮廓尺寸 N 和零件长 l 、宽 b 、高 h 的关系满足，

$$N = (2l + b + h) / 3 = (360 + 120 + 30) / 3 = 170 \text{ mm}.$$

对于铸钢件而言，170mm 对应最小厚度在 6 ~ 7 mm 之间，考虑到轻量化要求，壁厚选为 7mm，这样在铸造的时候，就不容易产生冷隔、浇不到等缺陷。为了防止热应力，零件壁厚均为 7mm。对于机器造型砂型铸造，精度等级为 CT8 ~11，这里取为 CT10。

对于孔加工而言，小于 80mm 的孔均可以采用钻孔。

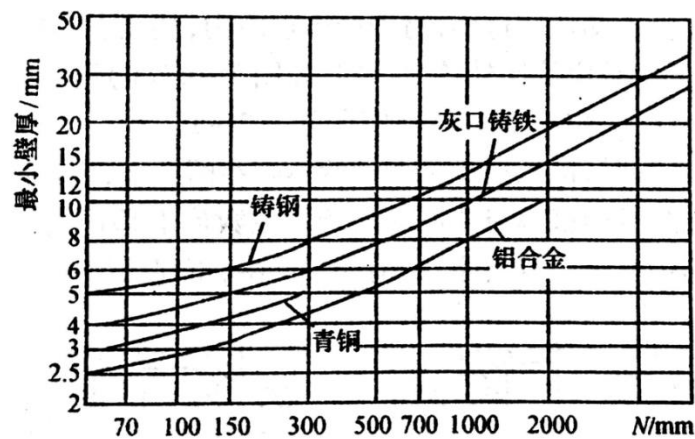


图 4-11 金属铸件的最小壁厚曲线

表 4-5 钢板弹簧下压板工序

序号	工序	加工表面	精度等级	粗糙度要求	备注
1	铸造		CT10	50	砂型铸造
2	粗铣	上表面	IT13	12.5	立式铣床
3	精铣	上表面	IT8	3.2	立式铣床
4	钻孔	Φ 13 通孔	IT11	12.5	立式组合钻床
5	扩孔	Φ 13 通孔	IT10	6.3	立式组合钻床
6	绞孔	Φ 13 通孔	IT9	3.2	立式组合钻床
7	钻孔	Φ 11 通孔	IT11	12.5	立式组合钻床
8	扩孔	Φ 11 通孔	IT10	6.3	立式组合钻床
9	绞孔	Φ 11 通孔	IT9	3.2	立式组合钻床

10	镗平面	Φ20 凸台	IT9	3.2	立式组合钻床
----	-----	--------	-----	-----	--------

考虑到钢板弹簧下压板采用铸造工艺，需要进行多次机械加工，因此以下压板为例进行尺寸链分析。

铸造完成后，下斜面通过V形块定位，加工上表面。

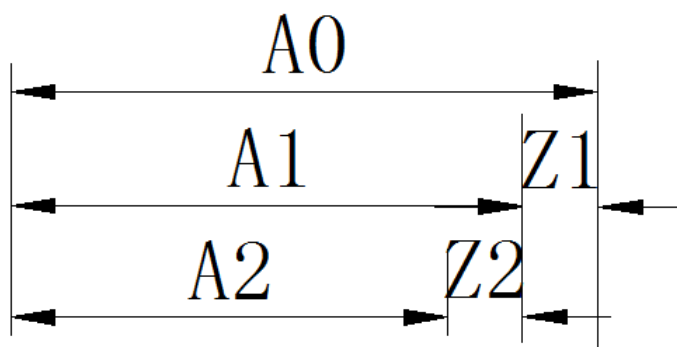


图 4-12 上表面机械加工尺寸链

对于基本尺寸 30mm 的铸件, $CT_{10} = 2.6\text{mm}$, $IT_{13} = 0.39\text{mm}$, $IT_9 = 0.062\text{mm}$; 考虑到 $A_2 = 30\text{mm}$; 铸件的单边机械加工余量等级一般取为 G 级, 为 $Z_1 = 0.5\text{mm}$, 但是考虑到粗铣的加工余量最小为 1mm, 因此 Z_1 取 1mm; 精铣的加工余量 Z_2 为 0.5mm; 考虑到平面度误差 $t = 0.05\text{mm}$ 则有,

$$A_2 = 30_{-0.062}^0 \text{mm};$$

$$A_1 = A_2 + Z_2 + t = 30.55\text{mm};$$

$$A_0 = A_1 + Z_1 = 31.55\text{mm};$$

然后, 确定各工序加工余量,

考虑到偏差入体原则, 先确定各工序尺寸, 对于第一个尺寸链, Z_1 是封闭环, A_0 是增环, A_1 是减环; 对于第二个尺寸链, Z_2 是封闭环, A_1 是增环, A_2 是减环,

$$A_0 = 31.55_{-1.3}^{+1.3} \text{mm};$$

$$A_1 = 30.55_{-0.195}^{+0.195} \text{mm} = 30.745_{-0.39}^0 \text{mm};$$

校核余量 Z_1 时,

$Z_{1\min} = A_{0\min} - A_{1\max} = -0.495\text{mm}$ 不符合条件, 因此需要调大粗铣余量 Z_1 , 取为 2mm,

$$\text{此时, } A_0 = A_1 + Z_1 = 32.55\text{mm};$$

$$A_0 = 32.55_{-1.3}^{+1.3} \text{ mm};$$

校核余量 Z1、Z2 时,

$$Z_{1\min} = A_{0\min} - A_{1\max} = 0.505 \text{ mm};$$

$$Z_{1\max} = A_{0\max} - A_{1\min} = 3.495 \text{ mm};$$

$$Z_{2\min} = A_{1\min} - A_{2\max} = 0.354 \text{ mm};$$

$$Z_{2\max} = A_{1\max} - A_{2\min} = 0.807 \text{ mm};$$

符合加工要求;

对于 $\phi 13$ 通孔而言, 尺寸链如下图所示,

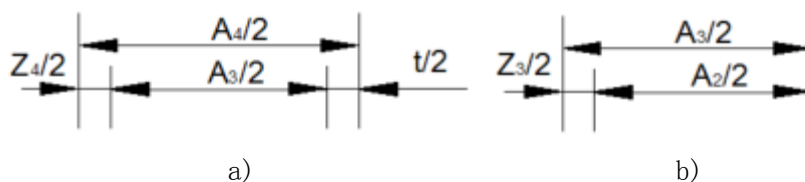


图 4-13 孔机械加工尺寸链

a) 绞孔 b) 扩孔

对于基本尺寸 13mm 的孔, $IT9 = 0.043 \text{ mm}$, $IT10 = 0.07 \text{ mm}$, $IT11 = 0.11 \text{ mm}$; 扩孔的加工余量为 1~2mm, 因此 Z3 取 2mm; 绞孔的加工余量 0.05~0.15mm, 因此取 Z4 为 0.1mm; 考虑到位置度误差 $t = 0.05 \text{ mm}$ 则有,

$$A_4 = 13_{-0.043}^0 \text{ mm}$$

$$A_3 = A_4 - Z_4 - t = 12.85 \text{ mm};$$

$$A_2 = A_1 - Z_3 = 10.85 \text{ mm};$$

然后, 确定各工序加工余量,

考虑到偏差入体原则, 先确定各工序尺寸, 对于第一个尺寸链, Z3 是封闭环, A3 是增环, A2 是减环; 对于第二个尺寸链, Z4 是封闭环, A4 是增环, A3 是减环,

$$A_3 = 12.85_{-0.035}^{+0.035} \text{ mm} = 12.815_0^{+0.07} \text{ mm};$$

$$A_2 = 10.85_{-0.055}^{+0.055} \text{ mm} = 10.795_0^{+0.11} \text{ mm}。$$

校核余量 Z3、Z4 时,

$$Z_{3\min} = A_{3\min} - A_{2\max} = 1.91 \text{ mm};$$

$$Z_{3\max} = A_{3\max} - A_{2\min} = 2.09 \text{ mm};$$

$$Z_{4\min} = A_{4\min} - A_{3\max} = 0.072 \text{ mm};$$

$$Z_{4\max} = A_{4\max} - A_{3\min} = 0.205 \text{ mm};$$

符合加工要求；

对于基本尺寸 11mm 的孔, $IT_9 = 0.043\text{mm}$, $IT_{10} = 0.07\text{mm}$, $IT_{11} = 0.11\text{mm}$;
扩孔的加工余量为 1~2mm, 因此 Z_3 取 2mm; 绞孔的加工余量 0.05~0.15mm, 因此取 Z_4 为 0.1mm; 考虑到位置度误差 $t = 0.05\text{mm}$ 则有,

$$A_4 = 11_{-0.043}^0 \text{ mm}$$

$$A_3 = A_4 - Z_4 - t = 10.85\text{mm};$$

$$A_2 = A_1 - Z_3 = 8.85\text{mm};$$

然后, 确定各工序加工余量,

考虑到偏差入体原则, 先确定各工序尺寸, 对于第一个尺寸链, Z_3 是封闭环, A_3 是增环, A_2 是减环; 对于第二个尺寸链, Z_4 是封闭环, A_4 是增环, A_3 是减环,

$$A_3 = 10.85_{-0.035}^{+0.035} \text{ mm} = 10.815_0^{+0.07} \text{ mm};$$

$$A_2 = 8.85_{-0.055}^{+0.055} \text{ mm} = 8.795_0^{+0.11} \text{ mm}。$$

校核余量 Z_3 、 Z_4 时,

$$Z_{3\min} = A_{3\min} - A_{2\max} = 1.91\text{mm};$$

$$Z_{3\max} = A_{3\max} - A_{2\min} = 2.09\text{mm};$$

$$Z_{4\min} = A_{4\min} - A_{3\max} = 0.072\text{mm};$$

$$Z_{4\max} = A_{4\max} - A_{3\min} = 0.205\text{mm};$$

符合加工要求;

4.8.2 吊耳设计

如下图所示, 为该设计车型后悬架的吊耳结构。考虑到微型客车载荷较小, 不需要采用整体式吊耳结构。这种吊耳结构的优点是结构简单, 制造容易, 更换方便, 并且它的质量较小。吊耳毛坯采用厚度为 5mm 的 35 号钢板。工序依次为剪切、落料、冲孔、外缘修整、内孔修正。剪切工序中, 把钢板切割成一个个长方形钢片, 然后在落料工序中加工出吊耳的外部轮廓, 在冲孔工序中加工出弹簧销孔。在外缘和内孔修整工序中, 去除一层金属薄层, 解决毛刺等缺陷。修整工序后, 精度最高可达 IT6, 表面粗糙度最高为 Ra0.8。吊耳也可以采用冲压生产。

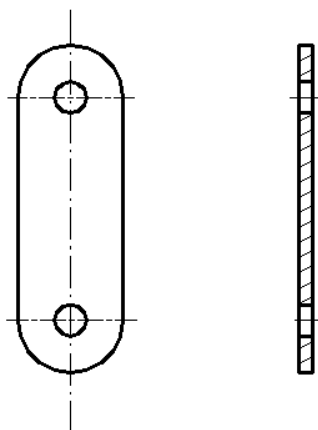


图 4-14 吊耳结构图

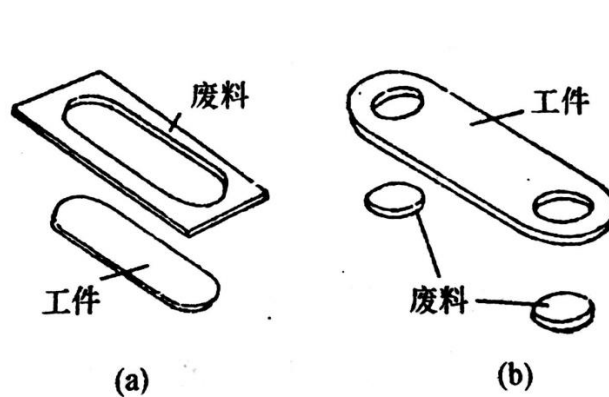


图 4-15 冲裁 a)落料 b)冲孔

表 4-6 吊耳工序

序号	工序	加工表面	精度等级	粗糙度要求	备注
1	冲裁	侧面	IT13	50	冲床
2	修整	外缘、内孔	IT9	6.3	

4.8.3 后支架总成设计

由于微型客车载荷小，在其正常使用寿命内不需要更换支架座，因此采用焊接。板簧前支架采用这种结构，优点是制造容易，焊接在车架上时的焊接面积大。前支架毛坯是一个矩形钢管，可以通过切割、弯曲、修整、钻孔、扩孔等工序加工而成。销孔直径为 11mm，有一定的位置度要求。弯曲半径为 10mm。

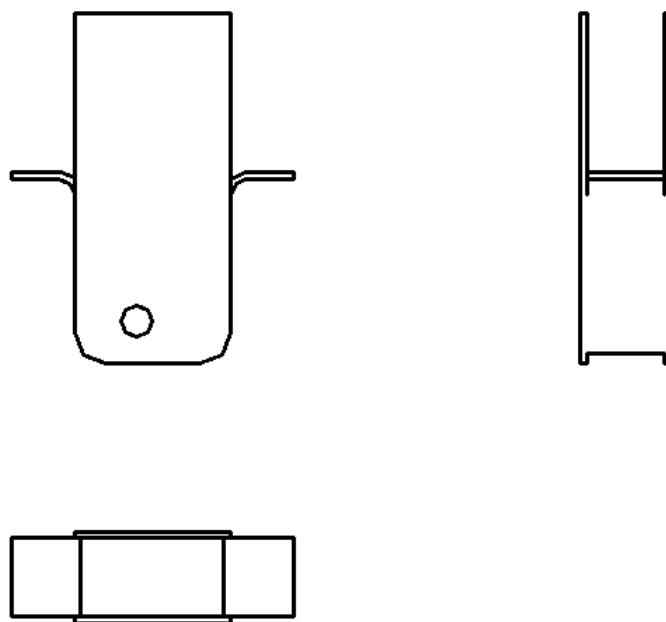


图 4-16 钢板弹簧后支架结构图

4.8.4 前支架总成设计

前支架与前支架结构类似,上部为了能和车架焊接一体,需要经过切割、弯曲工序下部需要经过切割以方便安装。在弯曲工序中,弯曲变形越大,厚度越大,产生裂纹的可能性就越大。为了防止裂纹,最小弯曲半径 $r_{\min} = (0.25 \sim 1) s$, 其中厚度 s 为 4mm, 所以最小弯曲半径为 $1 \sim 4\text{mm}$ 。对于合金钢而言,塑性较好,最小弯曲半径可以小一些,该零件弯曲处的半径为 2mm,满足上式条件。两个孔的位置度误差要求较高,方便安装弹簧销支撑板。如图 4- 所示,弹簧销支撑板通过一个 M6 螺栓与前支架外表面连接一体,限制住支撑板相对于弹簧销轴线转动的自由度。弹簧销一端可以焊在弹簧销支撑板上从而避免弹簧销绕自身轴线的旋转,相较于直接把弹簧销一端焊接在车架上,这种结构的优点是更换、拆装、调整弹簧销或钢板弹簧容易。由于大部分平面为非工作表面,而且工作表面与螺栓之间有垫片,因此对表面粗糙度要求较低,平面度和对应两面的平行度由毛坯确定。工序过程如下:

- 一、冲压,切割出前后板面外形轮廓和两个孔;
- 二、弯曲,将前后板面冲压出如下图侧视图的形状;
- 三、焊接,将前后板面和两个侧面焊接为一体。

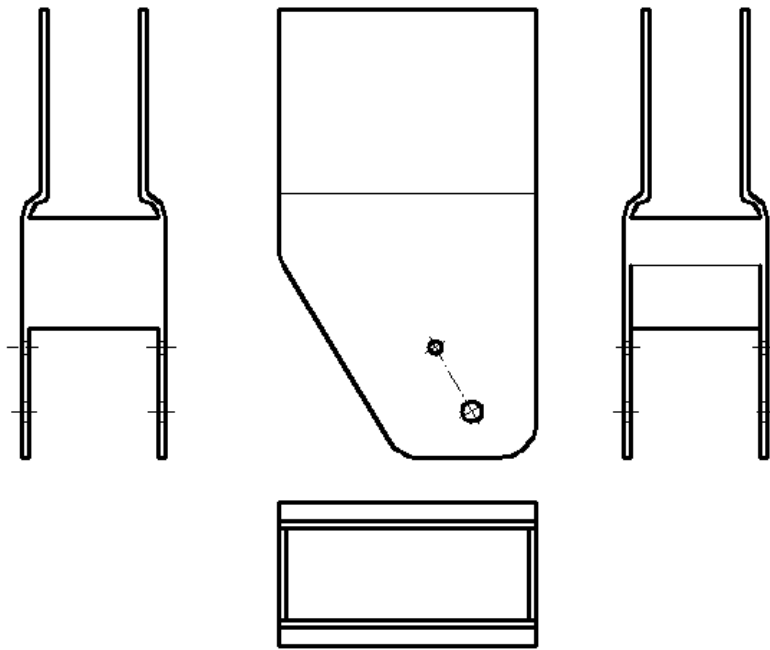


图 4-17 钢板弹簧前支架结构图

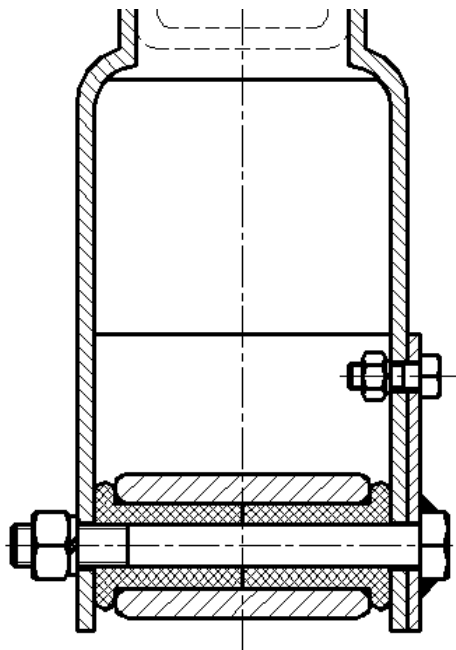


图 4-18 钢板弹簧前支架总成剖视图

4.8.5 缓冲块总成设计

对于该微型纯电动客车而言,要保证动挠度为7cm,则悬架上部至车架下表面的距离加上缓冲块变形量的一半应该等于7cm。

(1) 设计方案1

如下图所示,该方案将缓冲块与后桥壳上槽形加强板硫化处理制成一体,悬架出现最大变形时,由缓冲块撞击焊接在车架下部对应位置的防撞片,防撞片焊接在车架下方。此时,防撞片最大变形量、缓冲块最大变形量和缓冲块与防撞片的垂直距离之和即为动挠度。目前这种方案在微型客车上使用范围最为广泛,但是考虑到加强板与后桥壳一般为焊接固定为一体,一旦缓冲块发生损坏需要更换时,极为困难。因此,我的设计中不采用该方案。

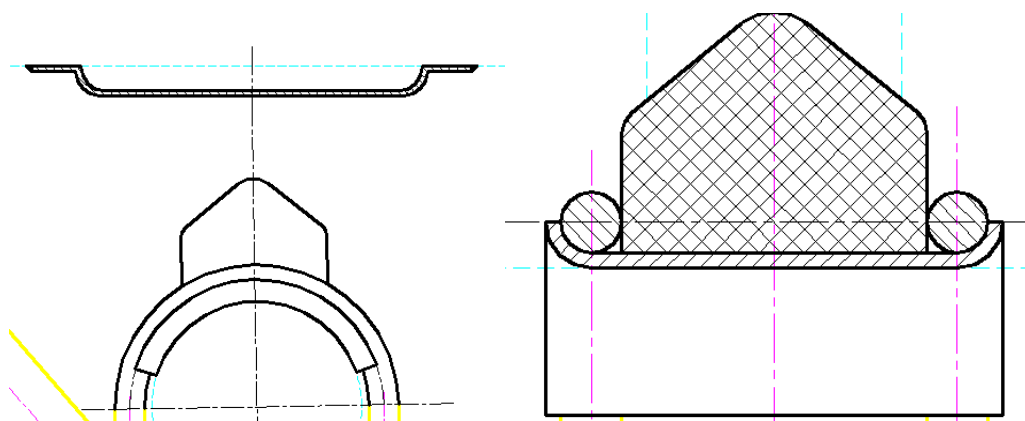


图 4-19 缓冲块总成结构一

(2) 设计方案2

使用该方案,可以很方便的拆卸更换缓冲块。如图所示,缓冲块支架焊接在车架上,采用电阻焊的方法。缓冲块与两种不同形状的钢片硫化处理为一体,并用M8螺栓连接在缓冲块支架上。对于那个正方形金属片而言,可以采用切割工序制成,也可以采用冲压。对于带有内部凸起的钢片,则要采用冲压工序制成,注意防止弯曲裂纹的产生,焊接前要进行修整工序,去除毛刺。然后缓冲块中的两个金属片采用点焊的方式连接在一起,对于橡胶而言,需要经过素炼、混炼、成形、硫化处理等工序。素炼中,可以滚炼生产纯橡胶,在混炼中加入添加剂,然后成形工序中生产出具有一定形状的成形品,最后在一定压力温度条件下和钢片硫化处理制成一体。最后,在经过钻孔、扩孔工序,生产出直径为9mm的螺栓通孔。

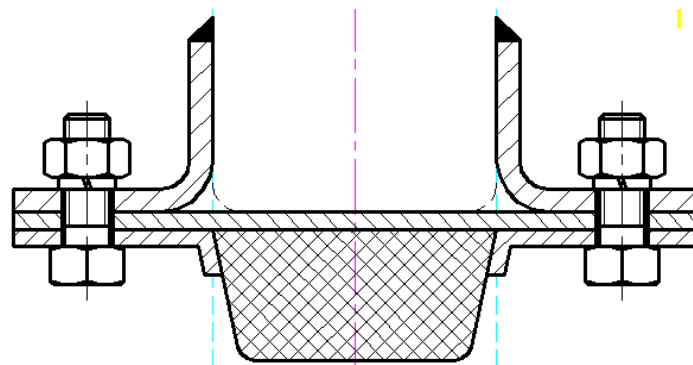


图 4-20 缓冲块总成结构二

4.8.6 橡胶衬套设计

为了防止金属间摩擦产生噪声，常常在轴销式连接处采用橡胶衬套。减振器上下接头处的橡胶衬套为圆柱形，并且允许具有某一数值的扭转角和偏转角。一般来说，偏转角幅度可达 14° ，转动角可达 60° 。

吊耳处和卷耳座处轴销连接的橡胶弹簧分为左右两个相同的部分。因为外侧要做成凸肩状，避免橡胶衬套的轴向运动。为了成功装配橡胶衬套，因此要分为两段，如果制成整体式的，考虑到凸肩直径大于孔直径，很难装入。

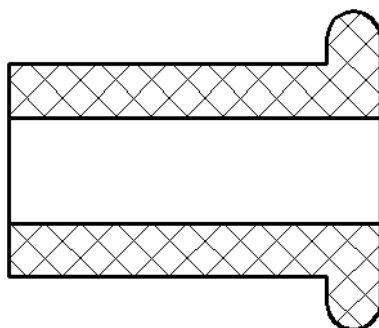


图 4-21 橡胶套筒示意图

4.8.7 弹簧夹设计

考虑到微型客车是小型乘用车，故采用不带螺栓的封闭型弹簧夹。弹簧夹的作用是当该钢板弹簧在车辆行驶时如果发生反向变形，保证各片仍能接触不分开，防止此时只有主片承受载荷。铆钉结构是为了弹簧夹和钢板弹簧有着确定的位置关系，防止弹簧夹顺着钢板弹簧移动。M6 螺栓外有套管顶着弹簧夹两侧内壁，它的作用是限制弹簧片夹紧力，使它不要太大，防止弹簧夹有较大变形。

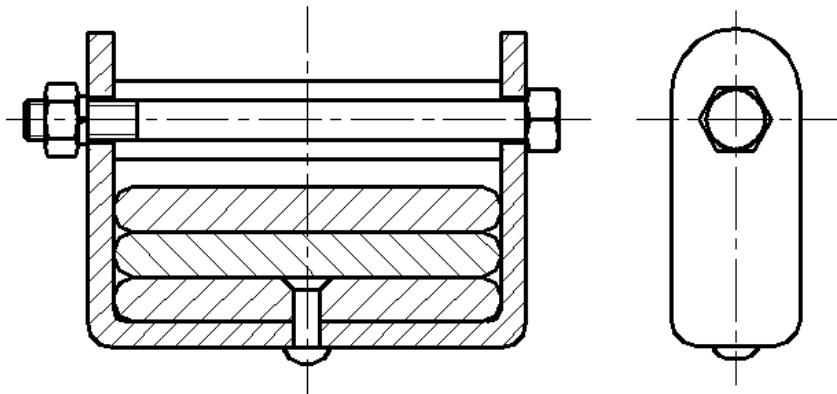


图 4-22 弹簧夹示意图

4.8.8 钢板弹簧的支撑结构

由前面的强度校核，该结构采用 M10 的弹簧销，弹簧销和卷耳之间有橡胶衬套。结构如下图所示。弹簧销尾部要焊接在吊耳上，防止弹簧销绕自身轴线旋转，更换时，弹簧销和吊耳得同时更换。

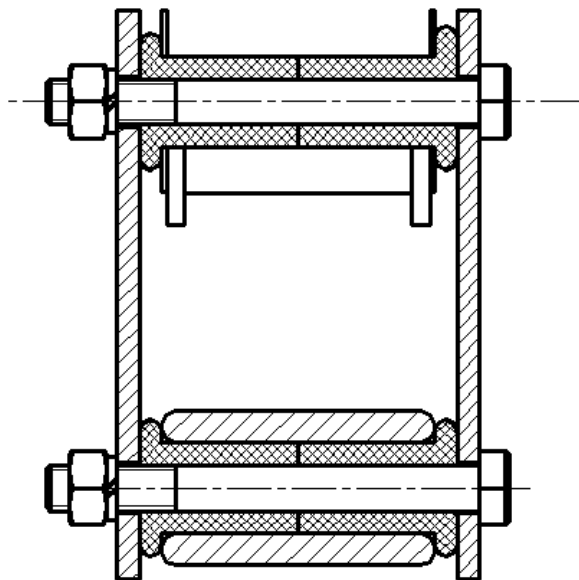


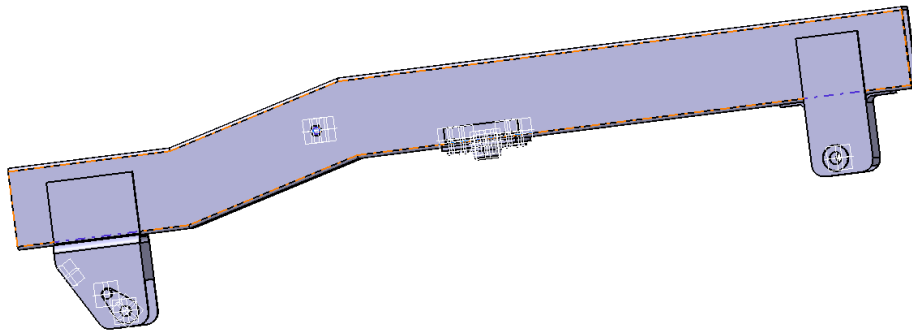
图 4-23 后支架弹簧销轴销式连接示意图

4.8.9 后悬架总装配过程

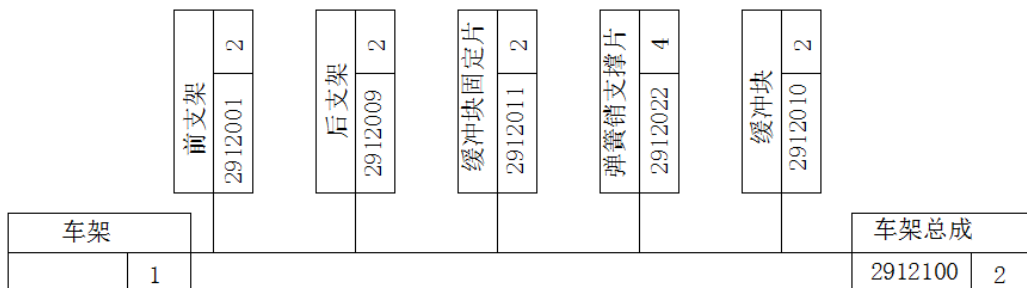
(1) 车架总成焊接

钢材的焊接性能良好，可以根据实际情况选择焊接形式。对于车架管

材焊接而言，最常用的方法是 C02 气体保护焊，也可以采用硬钎焊、真空电子保护焊。这些方法的优点是使用条件要求低，成本低，方法简单。对于前后支架与车架的焊接，我建议采用 C02 气体保护焊，可以采用自动式或半自动式，优点是 C02 成本低，原料来源广泛；焊缝含氢量小，不易产生裂缝，焊接前不需过多进行表面清理。缓冲块支撑架也通过相同焊接形式连接在车架上。



a)



b)

图 4-24 车架总成

a) CATIA 模型图 b) 装配工艺系统图

(2) 板簧总成

钢板弹簧和上下压板通过中央 M8 螺栓固定在一起，确定相对位置。铆钉和弹簧夹可以防止各片分离，最后通过 U 形螺栓连接在车桥上。卷耳内部套有橡胶衬套。橡胶衬套套在钢板弹簧卷耳内，之后装配在前后支座上时，穿过 M10 弹簧销。减振器 M10 支撑销穿过下压板，连接固定减振器下端。

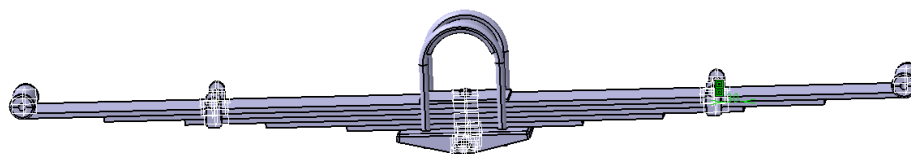


图 4-25 钢板弹簧总成

技术要求如下：

1. 汽车钢板弹簧总成应符合本标准的要求，并按照经规定程序批准的图样和技术文件制造，有特殊要求的汽车钢板弹簧，应与制造单位另订协议并在产品图样中注明。

2. 汽车钢板弹簧片不应有对使用有害的过热过烧等缺陷。

3. 汽车钢板弹簧片应在拉伸表面按ZB T06 001规定进行喷丸处理。

4. 汽车钢板弹簧片的摩擦面上装配前应涂以石墨润滑脂，片间有垫片的除外。

5. 汽车钢板弹簧总成应涂漆。但卷耳衬套（装橡胶衬套的除外）不得涂漆，该处应采取其他防锈措施。

6. 汽车钢板弹簧片所用的材料为热轧弹簧钢60Si2MnA。

7. 汽车钢板弹簧片经热处理后硬度为HB 375~444。

8. 汽车钢板弹簧片的金相组织应符合JB 3782中的有关规定。

9. 汽车钢板弹簧片每边总的脱碳层（铁素体、过渡层）深度不得超过片厚的3%。

10. 汽车钢板弹簧卷耳装入衬套后，卷耳轴线的倾斜偏差不大于1%。

11. 汽车钢板弹簧总成夹紧后，在U型螺栓夹紧距离及支架滑动范围内的总成宽度偏差不大于3mm。

12. 汽车钢板弹簧总成平直时，两卷耳轴心距的偏差不大于 $\pm 3\text{mm}$ ，一端卷耳至弹簧片中心孔或定位凸包的偏差不大于 $\pm 1.5\text{mm}$ 。

13. 汽车钢板弹簧总成在静负荷下的弧高偏差不大于 $\pm 6\text{mm}$ 。

14. 钢板弹簧装入支架内的各片的侧面弯曲每米不大于1.5mm，其余各片每米不大于3mm。

15. 汽车钢板弹簧总成应进行预压缩经预压缩后的总成再以产品图样给定的验证负荷压缩时不得产生永久变形，测量精度为 $\pm 0.5\text{mm}$ 。

16. 汽车钢板弹簧总成刚度偏差在 $\pm 7\%$ 内。

17. 在应力幅为323.62MPa，3300kgf/cm²，最大应力为833.57MPa的试验条件下汽车钢板弹簧的疲劳寿命不小于8万次。

18. 产品需经制造厂检验部门检验合格后才能出厂并附有证明产品合格的文件或标志。

19. 汽车钢板弹簧总成出厂检验项目为永久变形、静载荷弧高、弹性变形或

刚度、卷耳宽度、卷耳平行度、卷耳垂直度、衬套孔径、U型螺栓夹紧范围内宽度和硬度。

20. 汽车钢板弹簧总成型式检验的项目为台架疲劳试验、金相组织检验。

21. 订货单位有权抽检产品按随机抽样方法进行抽样，具体的检验方法由供需双方商定。

22. 每件产品应标明制造厂的厂名或商标、车型、规格、产品名称、制造日期和检验标记。

23. 产品在正常运输下不得散包损坏。

24. 产品应附经检验部门盖章的质量证明书并在质量证明书注明：产品检验结果、车型、规格、零件号或产品名称、产品数量及批号、出厂日期、收货单位及地址。

(3) 后悬架总成

钢板弹簧总成前后卷耳通过弹簧销连接在前后支架上。效果图如下。

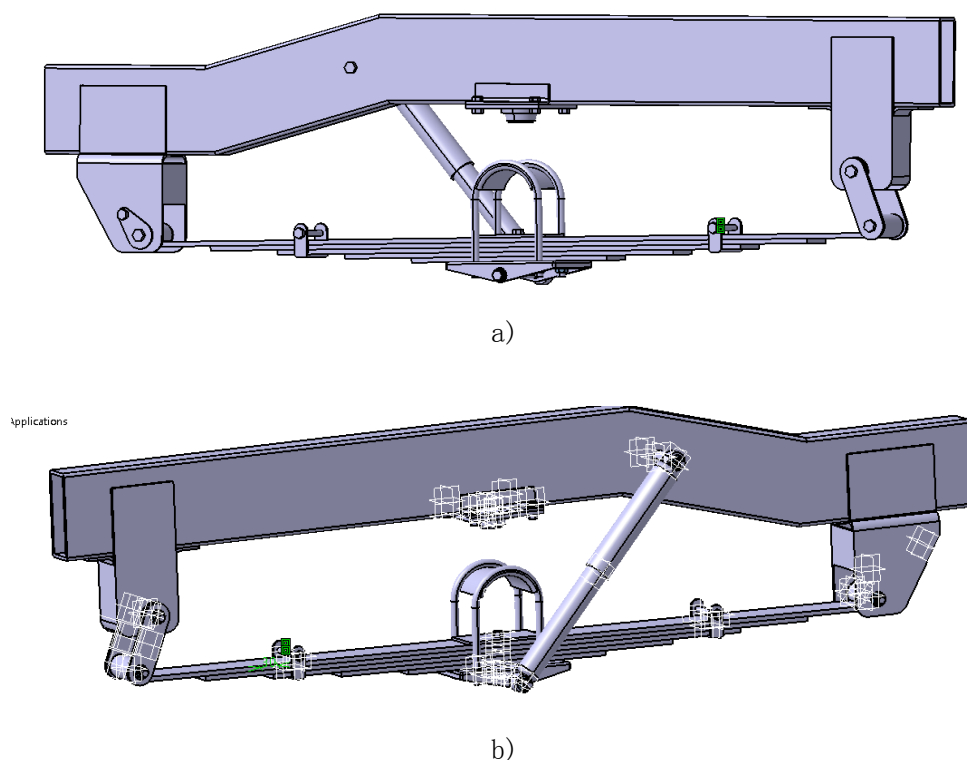


图 4-26 后悬架总成

a) b)

技术要求如下：

1. 必须按照设计，工艺要求及本规定和有关标准进行装配。
2. 所有零件（包括外购，外协件）必须有检验合格证方可进行装配。
3. 零件在装配前必须清理和清晰干净，不得有毛刺，飞边，氧化皮，锈蚀，切屑，沙粒，灰尘和污垢等，并应符合相应清洁度的要求。
4. 装配过程中零件不得磕碰，划伤和锈蚀。
5. 油漆未干的零件不得进行装配。
6. 相对运动的零件，装配的时候接触面件应加润滑油（脂）。
7. 各零部件装配后相对位置应准确。
8. U型螺栓的固定螺母应该在钢板弹簧总成压平状态下交替拧紧。
9. 其他紧固螺母拧紧力应适当。
10. 钢板弹簧总成的压平状态下安装减振器。
11. U形螺栓的M12螺母应该在钢板弹簧总成压平的状态下交替均匀拧紧，拧紧力矩的取值范围是78~100Nm。
12. 弹簧销与吊耳安装时，M10螺母的拧紧力矩不能低于50N。
13. 减振器上支撑销和下支撑销的M10螺母的拧紧力矩的取值范围是55~70Nm。

前支架		2912000		2	
弹簧销支撑片		2912022		4	
后支架		2912009		2	
缓冲块		2912010		2	
缓冲块固定片		2912011		2	
减振器		2915000		2	
套筒		2912013		2	
减振器下支撑销		2912014		2	
减振器上支撑销		2912012		2	
减振器橡胶衬套		GB/T 5594-85		4	
弹簧头		2912003		4	
M6螺母		2912020		2	
弹簧夹套管		2912024		2	
钢板弹簧上压板		2912007		8	
中心螺栓		GB/T 5780-2000		6	
M8垫片		GB/T 97.1		6	
U形螺栓		2912005		4	
弹簧销		2912002		6	
M10垫片		GB/T 97.1		10	
M10螺母		GB/T 41-2000		10	
吊耳		2912008		4	
M10调整垫片		2912015		2	
后钢板弹簧总成		2912000		2	
减振器总成		2912200		2	
车架总成		2912100		2	
前支架		2912001		2	
可分离弹簧总成		2911000		2	

第5章 减振器设计

悬架的弹性元件虽然可以缓和冲击，但是不能减少车身振动。如果振动过于剧烈或者持续时间过长，将会使乘员产生不适反应。因此悬架还需要减振设备使振动幅度快速减少。悬架使用的减振器一般都是以液体为介质。减振器的减震作用是依靠减振液内摩擦力和减振液与孔隙的摩擦，把机械能转化为热能耗散掉。摇臂式减振器的优点是工作压力大，一般最高可以达到20MPa，但由于活塞逐渐磨损和工作温度发生变化时，它的工作性能有较大变化，因此摇臂式减振器的运用越来越少。筒式减振器虽然工作压力小，一般最大也不会超过5Mpa，但是它在正常工作中的表现很平稳，因此在现代汽车上使用非常广泛。筒式减振器一般分为单向作用筒式液力减振器、双向作用筒式液力减振器和充气筒式减振器这三种。

单向作用筒式液力减振器仅能在活塞运行的一个行程内耗散能量。双向作用筒式液力减振器在活塞的下行和上行行程均能耗散能量，所以具有工作性能稳定、噪声小、尺寸小、滑动摩擦小等优点，在乘用车上得到越来越多的应用。

本方案设计减振器时，必须满足的基本要素如下。在正常行驶期间，能确保微型客车的行驶平顺性要求；压缩行程阻尼力小，以便缓和冲击；拉伸行程阻尼力大，以便快速减振；有足够的使用寿命。本微型纯电动客车选用的是双向作用筒式液力减振器式减振器。

5.1 减振器相对阻尼系数 ψ 的确定

减振器卸荷前阻力 F 和活塞运动速度 v 满足关系 $F = \delta v$ 。下图中，对 a) 曲线 h 求导可以得到 b) 图。减振器拉伸行程有更大的阻尼力，也就是有更大的阻尼系数，因此能够发现 b) 图中第一象限为压缩过程，斜率较小；第三象限为拉伸过程，斜率较大。

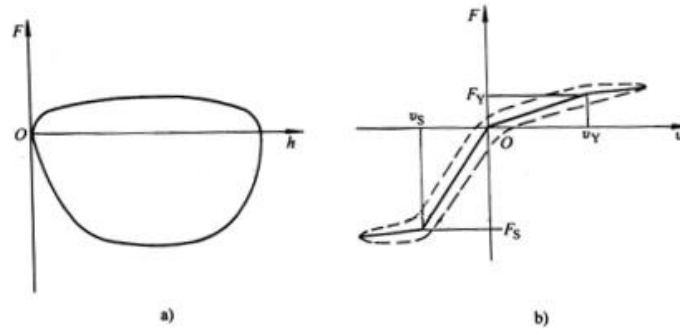


图 5-1 减振器的两个特性曲线

 a) 阻力 F -位移 h 特性曲线 b) 阻力 F -速度 v 特性曲线

对于阻尼器而言，其阻尼系数一般对应着卸荷阀开启前的阻尼状态。考虑到钢板弹簧各片间存在摩擦，所以相对阻尼系数 $\psi = 0.24$ ， ψ_s 一般都大于 0.3，所以取 $\psi_s = 0.32$ ，而拉伸行程的相对阻尼系数要大于压缩行程，以快速减振的同时保证冲击要小，一般前者为后者的 2~4 倍，此处取 $\psi_y = 0.5 \psi_s$ ，所以有 $\psi_y = 0.16$ 。

5.2 阻尼系数 δ 的确定

簧上质量 $m_s = 483.5\text{kg}$ ，因为是非独立后悬架， $n_l = 1.4\text{Hz}$ ， ω 为悬架固有频率 $\omega = 2\pi n_l = 8.80\text{rad/s}$ 。

减振器的阻尼系数与悬架刚度、簧上质量满足以下关系，

$$\delta = 2\psi (c \times m_s)^{0.5};$$

考虑到 $\omega = (c / m_s)^{0.5}$ ，所以对于双横臂式非独立悬架而言，当其按照下图 a) 所示安装时，满足关系式 $\delta = 2\psi m_s \omega n^2 / a^2$ 。

当其按照下图 b) 所示安装时，满足关系式 $\delta = 2\psi m_s \omega n^2 / (a \cos \alpha)^2$ 。

当其按照下图 c) 所示安装时，满足关系式 $\delta = 2\psi m_s \omega / \cos^2 \alpha$ 。

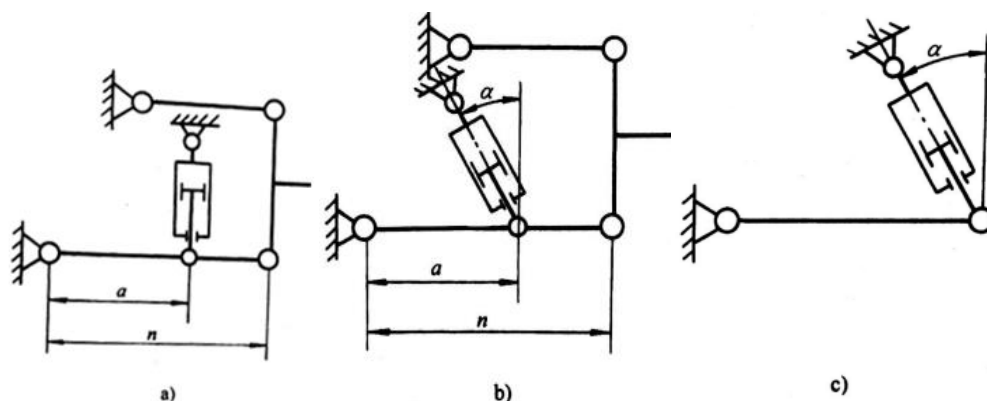


图 5-2 减振器的在双横臂式独立悬架上的不同安装布置

对于钢板弹簧非独立悬架而言，接近上图 c) 所示情况。为了防止减振器的安装与后桥壳发生干涉，因此减振器前倾了一个角度，为 $\alpha = 40^\circ$ 。

阻尼系数 $\delta = 2 \psi m_s \omega / \cos^2(\alpha) = 3478.78$ 。

5.3 最大卸荷力的确定

确定减振器最大卸荷力 F_0 时，先得计算出卸荷速度，它满足下列公式，

$$v_x = A \omega \cos \alpha。$$

v_x 为卸荷速度，取值一般在 150mm/s 到 300mm/s 之间； A 为车身振幅，取 ± 40 mm； ω 为悬架固有频率。

我计算求的 $v_x = 0.27$ m/s，满足上面提到的那个范围。

然后可以计算出最大卸荷力 $F_0 = \delta v_x = 937.65$ N

5.4 减振器工作缸直径 D 的确定

考虑到伸张行程的最大卸荷力 F_0 ，求得减振器工作缸直径的计算数学式为，

$$D = \sqrt{\frac{4F_0}{\pi[p](1 - \lambda \times \lambda)}}$$

式中， $[p]$ 为工作缸最大允许压力，取 $3 \sim 4$ MPa，选取 $[p] = 3.0$ MPa；

λ 是它的连杆直径除以缸筒直径，对于本设计中的减振器而言，一般有 $\lambda = 0.40 \sim 0.50$ ，这里为 $\lambda = 0.4$ ，所以

$$D = \sqrt{\frac{4Fo}{\pi[p](1 - \lambda \times \lambda)}} = 21.76\text{mm}$$

由汽车筒式减振器国家标准 QC/T491—1999，减振器工作缸直径 D 分别有 20mm、30mm、40mm、（必要时可以选择 45mm）、50mm、65mm 这几种，选取时应按国家标准来选取工作缸直径。本方案计算结果最近值为直径 20mm，故选取该直径。根据国家标准的有关数据，当工作缸直径为 20mm 时，它的复原阻力范围是 200 ~ 1200N，压缩阻力不能大于 600N。

贮油筒直径 $D_c = (1.35 \sim 1.50) \times D$ ， $D_c = 27 \sim 30\text{mm}$ ，取为 30mm，对于 HH 型减振器，储油筒最大直径为 34mm。壁厚此处取为 2mm，材料选为 20 号钢。考虑到减振器具有一定的选取标准，最后根据以上数据，另行采购满足条件的减振器，内部结构不进行设计。

5.5 减振器几何参数的确定

减振器的形式为 HH 型，如右图所示。工作缸直径为 20mm 的减振器， $l_l = 90\text{mm}$ ，储油筒最大外径为 $D_l = 34\text{mm}$ ，我选取的为 30mm；防尘罩最大外径 $D_2 = 40\text{mm}$ ，即为我选取的直径。减振器压缩到最短长度为 $l_l + S$ ，拉伸的最大长度为 $l_l + 2S$ ，其中 l_l 为基本长度， S 为活塞行程。对于 20mm 的工作缸直径，活塞行程为 90 ~ 200mm 中任意一个整十数。所以设计时，活塞最短可以有 180 ~ 290mm 长，最长可以有 270 ~ 490mm 长。

减振器的销连接形式采用 H2 型，即直吊环型。焊接在减振器两端的套筒长为 18mm，外径为 28mm，内径为 19mm；内侧套有一个橡胶套筒，外径为 19mm，内径为 12mm，长度为 24mm。减振器上支撑销和下支撑销选为 M10 螺栓。

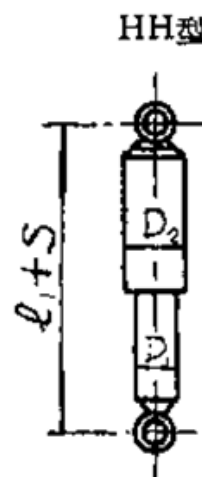


图 5-3 HH 型减振器

结论

本次毕业设计是以福汽启腾 M70 为原型车，设计一款纯电动微型客车的后悬架。后桥采用整体式，悬架对应采用对称式钢板弹簧非独立悬架。钢板弹簧的长为 1200mm，宽为 60mm，厚度为 7mm，片数为 5 片，没有副簧。第 1 片和第 2 片、第 2 片和第 3 片之间各有铆钉连接，第 2 片和第 3 片还有弹簧夹固定。后桥壳直径为 86mm，因此 U 形螺栓中心距选为 104mm，再根据主片长度为 1200mm，根据共同曲率法确定余下 4 片的长度分别为 980mm，760mm，540mm，320mm。钢板弹簧的材料为 60Si2MnA。卷耳内径为 20mm，弹簧销直径为 10mm，连接形式为轴销式连接结构，而且前卷耳中心比后卷耳中心在高度方向上底 20mm。前后支架采用矩形钢管结构，并且通过焊接形式连接到车架上。缓冲块通过螺栓连接与焊在车架上的支架固定，高度为 26mm，其中橡胶材料的高度为 23mm，从而保证动挠度为 70mm。减振器结构为双向作用筒式，外型为 HH 型，工作缸直径 20mm，储油筒外径 30mm，防尘罩外径 40mm，壁厚 2mm，材料为 20 号钢。

参考文献

- [1] 吴宗泽. 机械零件设计手册. [M]. 机械工业出版社, 2003: 45-98, 341-343
- [2] 聂毓琴、孟广伟. 材料力学. [M]. 机械工业出版社, 2007:113-121
- [3] 张小虞. 汽车工程手册. [M]. 人民交通出版社, 2001: 238-244
- [4] 秦大同、谢里阳. 现代机械设计手册第二卷. [M]. 化学工业出版社, 2011: 97-113
- [5] 王望予. 汽车设计第四版. [M]. 机械工业出版社, 2014:174-218
- [6] 余志生. 汽车理论第五版. [M]. 机械工业出版社, 2015:203-216
- [7] 陈家瑞. 汽车构造第三版下册. [M]. 机械工业出版社, 2009:199-243
- [8] 约森·莱姆佩尔. 王瑄译. 悬架元件及底盘力学. [M]. 吉林科学技术出版社, 1991: 218-228, 310-329
- [9] 张玉春、孙大元. C 语言程序设计教程. [M]. 清华大学出版社, 2013
- [10] 陈晓华. 机械精度设计与检测. [M]. 中国计量出版社, 2010:42-67, 80-95
- [11] 张小虞. 汽车工程手册. [M]. 人民交通出版社, 2001: 238-244
- [12] 中华人民共和国国家发展和改革委员会. 汽车零部件编号规则. [Z]. 2004:27
- [13] 樊翠连、李舜酩等. 钢板弹簧的设计与分析方法综述. [J]. 机械科学与技术, 2011, 30 (10) :1629-1634
- [14] 徐向华. 我国微型客车市场现状及发展趋势研究. [J]. 汽车工业研究, 2009:11-17
- [15] 邹海荣、黄其柏. 国内外汽车钢板弹簧设计与分析方法的发展进程. [J]. 上海汽车, 2004:37-41
- [16] 刘波. 汽车悬架弹簧及其发展趋势. [J]. 现代零部件, 2007, 12:50-52
- [17] Li Q, Li W. A contact finite element algorithm for the multi-leafspring of vehicle suspension systems. [J]. Journal of Automobile Engineering, 2004, 218(3):305-314
- [18] Osipenko M A, et al. A contact problem in the theory of leafspring bending. [J]. International Journal of Solids and Structures, 2003, 40(12):3129-3136
- [19] Al-Qureshi H A. Automobile leaf springs from composite materials. [J]. Journal of Materials Processing Technology, 2001, 118(1):58-61
- [20] Zahavi E. Analysis of a contact problem in leaf springs.

- [J]. Mechanics Research Communications, 1992, 19(1):21-27
- [21] Young-Jin Yum. Frictional behavior of automotive leaf spring. [A]. In: Proceedings of the 4th Korea-Russia International Symposium on Science and Technology [C], 2000, (3):5-10
- [22] Jürgen Fabian, Mario Hirz, and Klaus Krischan. State of the Art and Future Trends of Electric Drives and Power Electronics for Automotive Engineering. [J]. SAE International. 2014:293-303
- [23] 孙广平、李义、严庆光. 材料成形技术基础第二版. [M]. 国防工业出版社, 2011: 28-71, 123-161

附录

程序 1 钢板弹簧总成的设计

```

#define E 206000//弹性模量
#define pi 3.141593
#include <stdio.h>
#include<math.h>
int main()
{
    double n,fc,fd,L,fa,Fw2;//求静挠度所需变量
    double J0,k,s,c,sigma,W0_min,sigma_w,hp,n1,n0,h,b,num;//求断面
尺寸，片数所需变量
    double Length[5]={0},x,y;int i;//求各片长度所需变量
    double H[5]={0},f_delta,R[5]={0},stress_pre[5]={0};//计算自由状
态弧高和曲率半径所需变量
    double R0_check,H_check;//钢板弹簧总成弧高校核所需变量
    double
sigma_max,m2,l1,l2,fai,W0,c_distance,Fx,sigma_D,D_max,Fs,sigma_z,d
_xiao,kd,sigma_uneven;//校核强度所需变量
    double
ms,psi,omega,alpha,a,delta,vx,F0,delta_s,D_cylinder,p,lambda,Dc;//
减振器的选择

    //计算悬架静挠度

    printf("计算悬架静挠度\n");
    n=1.4;printf("n=%lf\n",n);//后悬架偏频
    fc=(4.985/n)*(4.985/n)*10;printf("fc=%lf\n",fc);//后悬架挠度
    Fw2=4743.14;//后悬架单侧弹簧受到的悬上重量
    c=Fw2/fc;printf("c=%lf\n",c);//后悬架刚度
    fd=70;//动挠度
    fa=15;//满载弧高
    L=1200;//板簧长度
    printf("\n");

    ////断面尺寸，片数确定////

```

```

printf("断面尺寸，片数确定\n");
s=104;//U 型螺栓中心距
k=0.5;//刚性夹紧
n1=0;n0=5;//没有重叠片，预计为 5 片
sigma=1.5/(1.04*(1+0.5*n1/n0));printf("sigma=%lf\n",sigma);//挠
度增大系数

J0=((L-k*s)*(L-k*s)*(L-k*s)*c*sigma)/48/E;printf("J0=%lf\n",J0);//
求总惯性矩
printf("\n");

sigma_w=550;//许用弯曲应力
W0_min=Fw2*(L-k*s)/4/sigma_w;printf("W0=%lf\n",W0_min);//总截面
系数

hp=2*J0/W0_min;printf("hp=%lf\n",hp);//平均厚度

num=5;//片数
b=60;//片宽
h=pow(12*J0/num/b,0.333333); printf("h=%lf\n",h);//片厚
h=7; printf("the chosen h is %lf\n",h);//设计中选择的厚度
J0=num*b*h*h*h/12;printf("实际总惯性矩 J0=%lf\n",J0);
printf("\n");

/////各板簧长度确定/////

printf("各板簧长度确定\n");
y=num*h*h*h;
for(i=0;i<num;i++)
{
    x=(L-s)/2/num/h/h/h*y+s/2;
    Length[i]=2*x;printf("Length[%d]=%lf\n",i+1,Length[i]);// 求
出各片片厚
    y=y-h*h*h;
}
printf("圆整后各板簧长度\n");
Length[0]=1200;printf("Length[%d]=%lf\n",1,Length[0]);

```

```

Length[1]=980;printf("Length[%d]=%lf\n", 2, Length[1]);
Length[2]=760;printf("Length[%d]=%lf\n", 3, Length[2]);
Length[3]=540;printf("Length[%d]=%lf\n", 4, Length[3]);
Length[4]=320;printf("Length[%d]=%lf\n", 5, Length[4]);
printf("\n");

////计算自由状态弧高和曲率半径////

printf("计算自由状态弧高和曲率半径所需\n");
f_delta=s*(3*L-s)*(fa+fc)/2/L/L;printf("          △
f=%lf\n", f_delta); //U形螺栓夹紧后形成的高度变化
H[0]=f_delta+fc+fa;printf("H[0]=%lf\n", H[0]); //板簧自由状态下的
弧高
R[0]=L*L/8/H[0];printf("R[0]=%lf\n", R[0]); //主片在自由状态下的
曲率半径
stress_pre[0]=0-60; //输入各片预应力
stress_pre[1]=0-30;
stress_pre[2]=0;
stress_pre[3]=30;
stress_pre[4]=60;
for(i=1; i<num; i++)
{
    R[i]=R[0]/(1+(2*R[0]*stress_pre[i])/E/h);
    printf("R[%d]=%lf\n", i+1, R[i]);
    H[i]=Length[i]*Length[i]/8/R[i];
    printf("H[%d]=%lf\n", i+1, H[i]);
}
printf("\n");

////钢板弹簧总成弧高的校核////

printf("钢板弹簧总成弧高的校核\n");
x=0; y=0;
for(i=0; i<num; i++)
{
    x=x+Length[i];
    y=y+Length[i]/R[i];
}

```

```

R0_check=x/y;
H_check=L*L/8/R0_check;
printf("H_check=%lf\n",H_check);
printf("\n");

/////强度验算/////

printf("强度验算\n");
m2=1.25;//后轴负荷转移系数
l1=0.5*Length[0];l2=0.5*Length[0];//板簧前后段长度
fai=0.7;//道路附着系数
W0=num*b*h*h/6;printf("W0=%lf\n",W0);//总截面系数
c_distance=300;//弹簧固定点到路面的距离
sigma_max=Fw2*m2*l1*(l2+fai*c_distance)/(l1+l2)/W0+Fw2*m2*fai/b
/h;//校核驱动时后板簧最大应力
printf("sigma_max=%lf\n",sigma_max);

kd=(fc+fd)/fc;printf("kd=%lf\n",kd);
sigma_uneven=kd*Fw2*l1*l2/(l1+l2)/W0;
printf(" 经 过 不 平 路 面 时 受 到 最 大 应 力
sigma_uneven=%lf\n",sigma_uneven);//校核经过不平路面时受到最大应力

Fx=Fw2*fai*m2;//单侧板簧受到的纵向力
sigma_D=350;//计算卷耳时所用的许用应力
D_max=h*h*b*sigma_D/3/Fx-h/3; printf(" 吊 耳 最 大 内 径 D_max
=%lf\n",D_max);//卷耳内径
Fs=0.5*Fw2*m2;
sigma_z=7;
d_xiao=Fs/b/sigma_z;printf(" 弹 簧 销 最 小 内 径 D_xiao=%lf\n",
d_xiao);//弹簧销内径
printf("\n");

/////减振器参数的确定/////

printf("减振器参数的确定\n");
ms=483.5;//后悬架单侧所受到的簧载质量
psi=0.24;//相对阻尼系数,  $\psi_s=0.32$ ,  $\psi_Y=0.16$ 

```

```

alpha=pi*40/180;
omega=sqrt(1000*c/ms); printf("omega=%lf\n", omega);
delta=2*psi*ms*omega; //求出阻尼系数
vx=0.04*omega*cos(alpha); //卸荷速度
printf("vx=%lf\n", vx);
delta_s=0.32*2*ms*omega*cos(pi/9);
F0=delta_s*vx; printf("F0=%lf\n", F0); //减振器最大阻力
p=3; //工作缸最大允许压力
lambda=0.4; //连杆直径与缸筒直径之比
D_cylinder=sqrt(4*F0/3.141593/p/(1-lambda*lambda)); printf("D_cy
linder=%lf\n", D_cylinder); //工作缸直径
Dc=1.40*D_cylinder; printf("Dc=%lf\n", Dc); //储油桶直径
printf("\n");

return 0;
}

```

程序 2 钢板弹簧刚度验算

```

#define E 206000//
#define alpha 0.93//
#include <stdio.h>
int main()
{
    double length[5]={0, 490, 380, 270, 160}, a[5], Y[5], J[5], L[5] =
{ 0 }, length1;
    double c=0, S=0;
    int k, i, b, h;
    a[1]=0; b=60; h=7;
    length1=600;
    for (k=0; k<4; k++)
    {
        a[k+1]=length1-length[k+1];
        printf("a[%d]=%lf\n", k+2, a[k+1]);
        printf("a[%d]^3=%lf\n", k+2, a[k+1]*a[k+1]*a[k+1]);
        for (i=0; i<k+1; i++) //对转动惯量进行求和
        {
            J[i]=b*h*h*h/12;

```

```

        L[k]=L[k]+J[i];
        J[i+1]=b*h*h*h/12;
        L[k+1]=L[k]+J[i+1];
        printf("J[%d]=%lf\n", k, J[i]);
    }
    Y[k]=1/L[k];
    Y[k+1]=1/L[k+1];
    printf("L[%d]=%lf\n", k+2, L[k+1]);
    printf("Y[%d]=%lf\n", k+1, Y[k]);
    printf("Y[%d]=%lf\n", k+2, Y[k+1]);
    printf("L[%d]=%lf\n", k+1, L[k]);
    L[k]=0; L[k+1]=0;
    printf("Y[%d]-Y[%d]=%lf\n", k+1, k+2, Y[k]-Y[k+1]);

    printf("a[%d]^3(Y[%d]-Y[%d])=%lf\n", k+2, k+1, k+2, (Y[k]-Y[k+1])*a
[k+1]*a[k+1]*a[k+1]);
    S=S+a[k+1]*a[k+1]*a[k+1]*(Y[k]-Y[k+1]);
    printf("S=%lf\n", S);
    printf("\n");
}
S=S+length1*length1*length1*Y[4];printf("S=%lf\n", S);
c=6*alpha*E/S;
printf("c=%lf\n", c);
return 0;
}

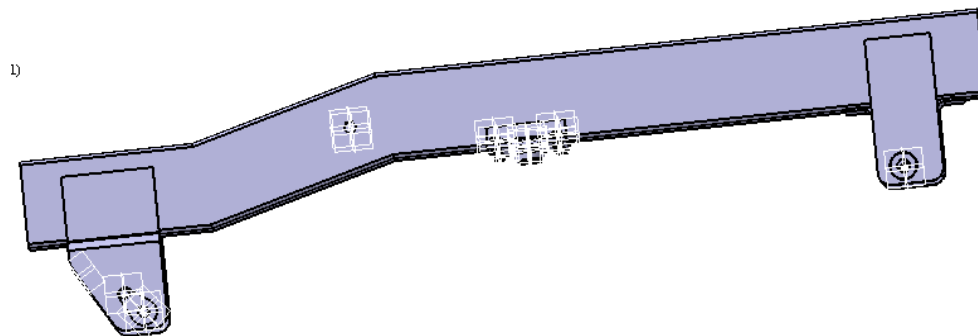
```

CATIA 建模

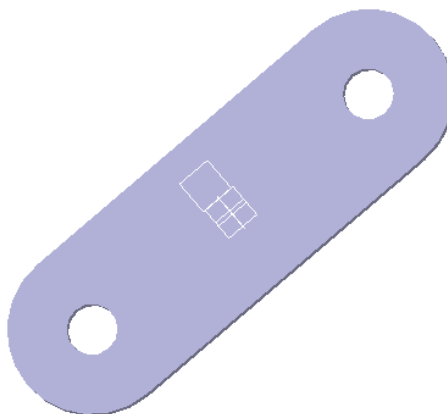
(1) 车架



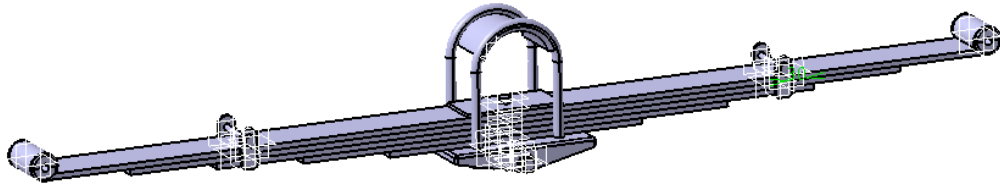
(2) 车架总成



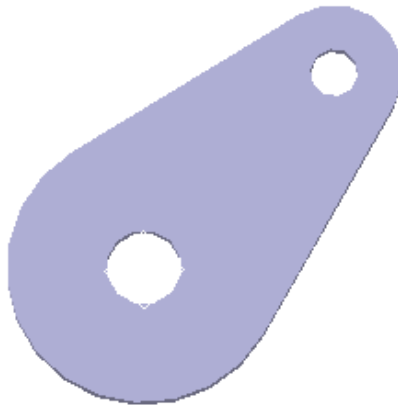
(3) 吊耳



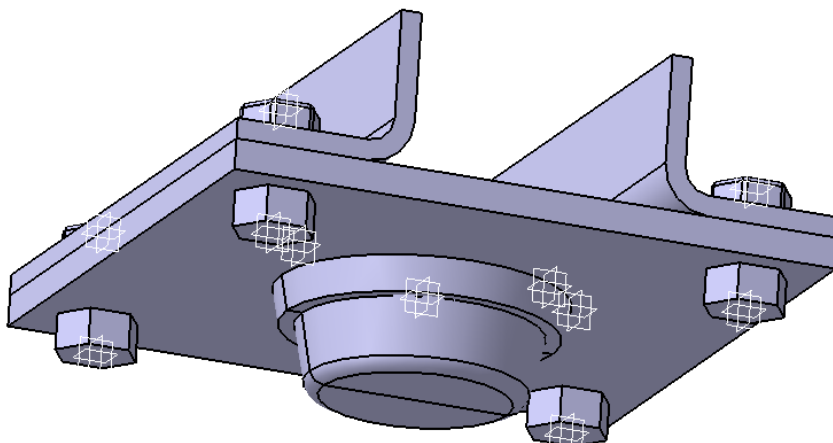
(4) 钢板弹簧总成



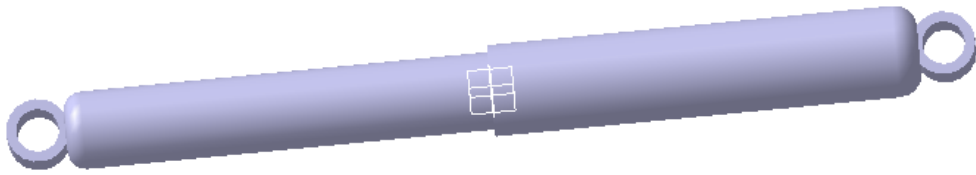
(5) 弹簧销固定板



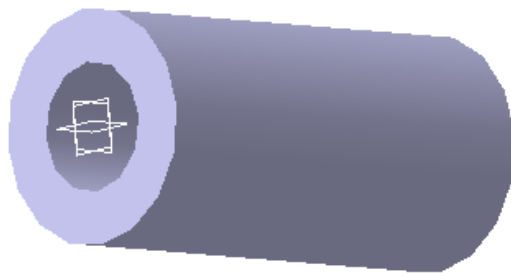
(6) 缓冲块总成



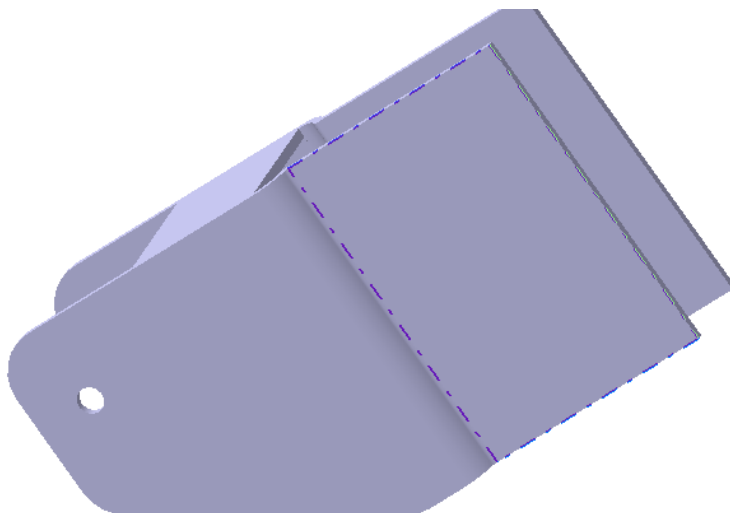
(7) 减振器



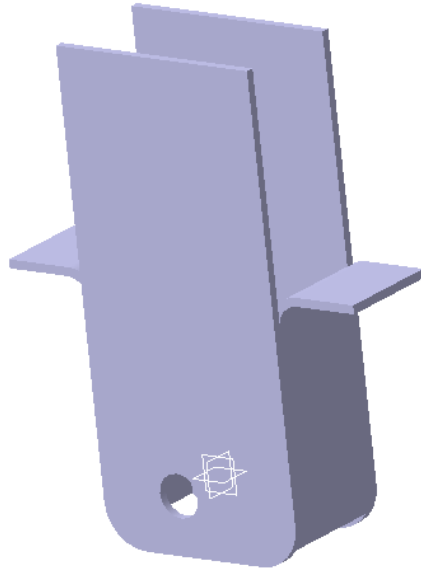
(8) 减振器上支撑管



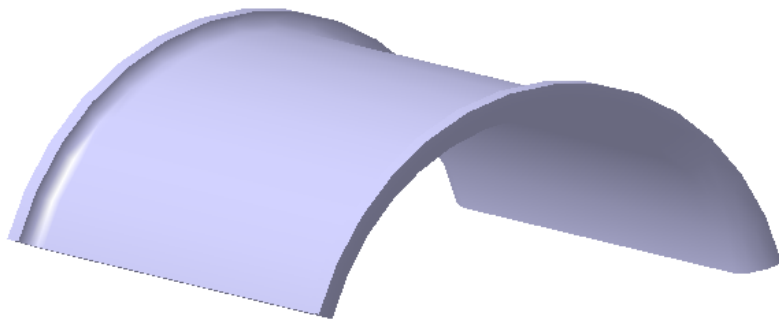
(9) 前支架



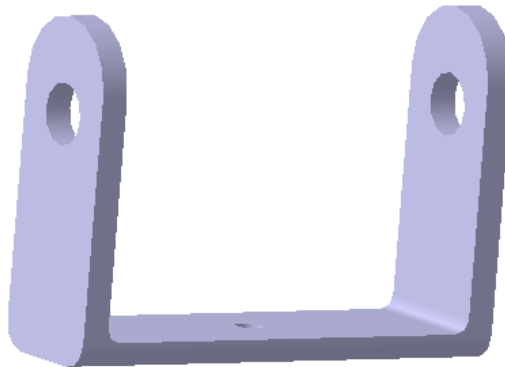
(10) 后支架



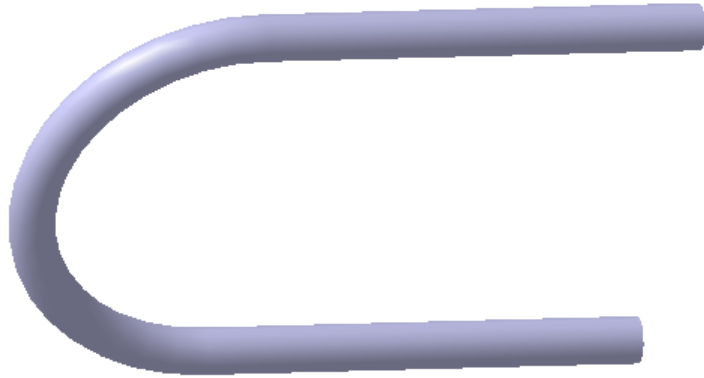
(11) 后桥壳压板



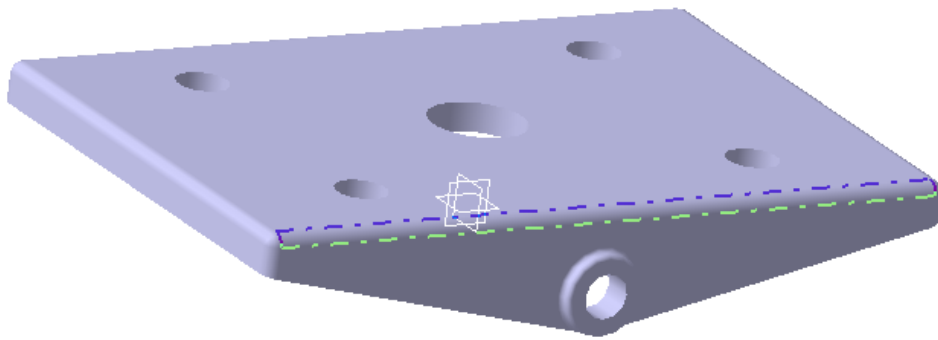
(12) 弹簧夹



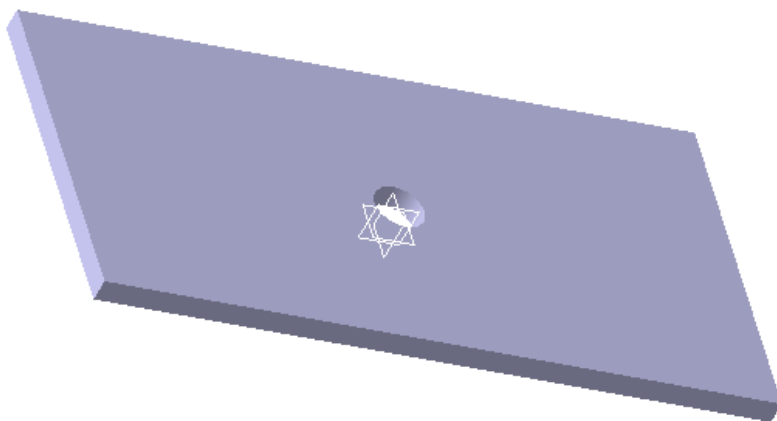
(13) U 形螺栓



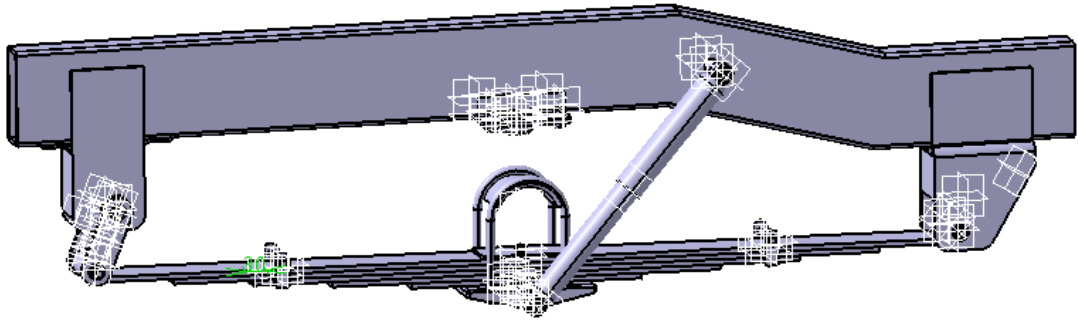
(14) 下压板



(15) 上压板



(16) 后悬架总成



致谢

毕业设计是我大学生涯的最后一份工作，首先，感谢大学四年里各个学科的任课老师，因为他们当年的认真教学和对我的热心帮助，我具备了完成毕业设计的能力基础。然后也感谢室友庞博同学在我零件设计中对我提出的一些建议，也感谢同班的梁桂琦同学对我的善意提醒，我从而及时地完成了编程设计，早期我每算错一次都得重新从头再算，工作量繁重，进度极慢，但是编程之后，如果要调整参数，我可以通过程序很快地获取结果，大大提升了我的工作效率。也感谢同学提醒我在刚度计算时，簧上质量 F_w 取的是单侧钢板弹簧所承受的那部分。同学的这些帮助，让我避免了很多弯路，非常感谢！

同时非常感谢同小组的罗钧夫，为了和我的后悬架设计相匹配，他调整了自己的一些设计参数，我的工作从而变得更为顺利；也非常感谢同组的王卓群同学，经过几次共同的讨论和分析，我们解决了不少设计中出现的问题。

最后，最感谢的是我的毕设老师闵海涛教授！闵老师对我多次的指导和帮助让我找到了毕业设计的方向，而且在百忙之中抽出不少时间，一次次仔细地回答我在邮件里提出的各种疑问，耐心地帮助我检查了装配图、零件图和三维模型，指出了不少我设计结构上出现的问题，例如弹簧销不能绕自身轴线旋转、缓冲块和弹簧销应容易拆卸更换等。闵老师研究时认真的心态和严谨的方法对我的毕设和此后企业工作都有非常积极的影响。这段荏苒的岁月里，我每一天的发展都非常感谢闵老师的帮助和关怀！

当然，也离不开家人在背后默默的支持、理解和帮助，我从而能一鼓作气地往前走！大学生涯虽然结束了，但是新的人生刚刚开始，在以后的工作中，我要继续努力，争取更高的事业成就！

胡瑞琪
2016/6/1