

**本科毕业设计（论文）**

**题目：** 并联式混合动力汽车总体设计

学 院： 国际学院

专 业： 机械设计制造及其自动化

学 生 姓 名： 詹宇

学 号： 631326110109

指 导 教 师： 罗召霞

评 阅 教 师：

完 成 时 间： 2017年5月23日

重庆交通大学

CHONGQING JIAOTONG UNIVERSITY

**本科毕业设计（论文）原创性声明**

本人郑重声明：所提交的毕业设计（论文），是本人在导师指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品成果。对本文研究做出过重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。

本人完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

作者签名（亲笔）： 年 月 日

-------------------------------------------------------------------------------------------------

**本科毕业设计（论文）版权使用授权书**

本毕业设计（论文）作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，本科生在校攻读期间毕业设计（论文）工作的知识产权单位属重庆交通大学，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅；本人授权重庆交通大学可以将毕业设计（论文）的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编毕业设计（论文）。

作者签名（亲笔）： 年 月 日

导师签名（亲笔）： 年 月 日

# 摘 要

随着化石能源日益枯竭和污染问题，新能源汽车将取代传统燃料汽车以降低油耗和污染排放。但是因为短期内技术尚未能取得突破性进展，所以过渡方案是采用更加符合市场需求的混合动力汽车，本文将主要围绕并联式混合动力汽车的优势进行总体布置设计。

混合动力汽车是采用先进的控制技术的化石燃料能源汽车与电动汽车的结合，具备了两者的优点。其中，并联式混合动力汽车采用的并联式混合动力系统拥有两个独立驱动类型，即传统发动机驱动和电机驱动系统。驱动力可由这两个系统分别或共同提供。当同时提供驱动力时，动力的流向为并联，故名并联式混合动力汽车。

并联式混合动力汽车总体设计的主要内容是：设计参数的的选定，驱动系统的设计，电机、电机控制器、变速器、发动机、主减速器的选定，总体布置设计。

关键词**：** 并联式；混合动力汽车；总体布置设计；参数设计

**General design of parallel hybrid electric vehicle**

# Abstract

With the increasing depletion of fossil fuels and pollution, new energy vehicles will replace the traditional fuel vehicles to reduce fuel consumption and pollution emissions. But because of the short term is still not a breakthrough, so the transition program is used more in line with the hybrid car market demand, this paper will mainly focus on the parallel hybrid vehicle the advantages of general layout design.

Hybrid electric vehicle is a combination of fossil fuel energy vehicles and electric vehicles with advanced control technology. Among them, the parallel hybrid electric vehicle adopts the parallel hybrid power system which has two independent driving types, namely the traditional engine drive and the motor drive system. The driving force can be provided by the two systems respectively or jointly. When the driving force is provided at the same time, the flow direction of the power is parallel.

The main contents of the overall design of parallel hybrid electric vehicle is: the selected design parameters, the design of drive system, motor, motor controller, engine, gearbox, reducer selection, layout design.

**Key Words：Parallel；Hybrid Vehicle；General layout design；Parameter design**

目 录

摘 要 II

Abstract III

1 绪论 1

1.1 混合动力车的概况 1

1.2 汽车设计基本要求 1

1.3 主要考虑特性 2

1.4 设计路线 4

2 设计选型 4

2.1 参数要求 4

2.2 车型确定 5

2.3 轴数选择 5

2.4 驱动形式 5

2.5 布置形式 6

2.6 车身形式 6

2.7 本章小结 7

3 主要参数及尺寸的确定 7

3.1 轴距及轮距 7

3.2 轮廓尺寸 8

3.3 前悬LF和后悬LR 8

3.4 最小离地间距 8

3.5 轴荷分配和质心计算 9

3.6 变速器的档位数和传动比 11

3.7 动力性参数 12

4 整车选型设计 18

4.1 并联式驱动结构 18

4.2 发动机类型 20

4.3 变速箱类型 22

4.4 离合器类型 22

4.5 传动轴选型 22

4.6 驱动桥选型 23

4.7 车身系统 23

4.8 传动系统 24

4.9 底盘系统 25

4.10 电器系统 28

4.11 本章小结 29

5 整车布置 30

5.1 整车布置基准线 30

5.2 布置图绘制 31

5.3 车身总布置设计 32

5.4 发动机总布置设计 32

5.5 转向节、车轮与前制动器的布置设计 33

6 运动校核 33

设计总结 34

致 谢 35

参 考 文 献 36

# 绪论

## 混合动力车的概况

过去，我国的传统汽车产业一直处于比较落后的水平。在开发混合动力电动汽车的问题上，应多开发具有自主知识产权的部件和产品，尤其是关键部件方面。比如，我们过去在发动机电控方面落后，现在有了很大的进步，发挥好我们的自身优势，培养自主开发能力同自主开发对发展混合动力汽车同等重要。汽车制造是一项复杂的工程，需要综合技术，需要有一套完整的系统，混合动力汽车也不例外。

高可用性技术研究是非常重要的一方面，我们不能指望混合动力汽车的用户都会主动地去优化使用。因此，我们应该专注于技术的研究。当然，法规也很重要，政府的政策更必不可少。要从技术、法规和政策等各个层面系统地分析我们的混合动力汽车要真正形成产业，我们需要对其进行深入的探讨。混合动力汽车技术关键在于动力总成技术、能量分配和管理以及整车控制。我们需要在关键技术上走在世界前列，尤其是动力总成集成技术。对于车载储能装置，也要探讨可能的新形式，如超级电容等。

混合动力汽车在现有技术的基础上达到了提高燃料经济性和减少排放的目的，因而极具发展前景。就目前我国的发展来看，我国混合动力汽车保有量较低，纯电动汽车技术不成熟，但未来混合动力汽车市场增长量预期较强。尽管从长远来看只是一种过渡车型，不过混合动力汽车在近20-30年内会有相当巨大的发展前景。我国政府最新出台的《节能与新能源汽车发展规划（2012-2020年）》给混合动力市场带来了巨大的政策利好，混合动力汽车必将进入快速发展阶段。

## 汽车设计基本要求

1. 汽车外轮廓尺寸应符合GB1589-89的外轮廓尺寸限界规定；
2. 轴荷分布合理，并符合相关公路法规限定要求；
3. 汽车各项性能满足任务书中的指标；
4. 进行运动学方面的较核，确保汽车正确的运动；
5. 拆装和维修方便；

## 主要考虑特性

### 动力性

汽车的动力性主要由三个方面的指标来评定：

1. 最高车速：

指汽车在规定载重质量条件下，在良好水平路面上能达到的最高行驶速度。

1. 加速能力：

指汽车在各种使用条件下迅速增加汽车行驶速度的能力。加速过程中加速用的时间越短、加速度越大和加速距离越短的汽车，加速性能就越好。

1. 上坡能力：

上坡能力用汽车满载时以最低挡位在坚硬路面上等速行驶所能克服的最大坡度来表示，称为最大爬坡度。它表示汽车最大牵引力的大小。不同类型的汽车对上述三项指标要求各有不同。轿车与客车偏重于最高车速和加速能力，载重汽车和越野汽车对最大爬坡度要求较严。但不论何种汽车，为在公路上能正常行驶，必须具备一定的平均速度和加速能力

### 燃油经济性

混合动力汽车燃油经济性体现在加速和减速较频繁的场合，采用不同的控制策略可以降低油耗，而长时间匀速行驶时效果不明显。影响因素有：发动机热效率、传动系统、造型影响、控制策略。

### 制动性能

汽车行驶时能在短时间内停车且维持行驶方向稳定性和在下长坡时能维持一定车速的能力，称为汽车的制动性，是汽车的主要性能之一。

### 动力性能

汽车的动力性指标主要由最高车速、加速能力和最大爬坡度来表示，是汽车使用性能中最基本的和最重要的性能。

### 通过性

汽车在一定的质量下能以较高的平均速度通过各种坏路及无路地带和克服各种障碍物的能力，称之为汽车的通过性。各种汽车的通过能力是不一样的。轿车和客车由于经常在市内行驶，通过能力就差。而越野汽车、军用车辆、自卸汽车和载货汽车，就必须有较强的通过能力。

### 稳定性

汽车的稳定性是汽车在受到外界扰动后恢复原来运动状态的能力，以及抵御发生倾覆和侧滑的能力。对于汽车来说，侧向稳定性尤为重要。当汽车在横向坡道上行驶。转弯以及受其他侧向力时，容易发生侧滑或者侧翻。汽车重心的高度越低，稳定性越好。合适的前轮定位角度使汽车具有自动回正和保持直线行驶的能力，提高了汽车直线行驶的稳定性。如果装载超高、超载，转弯时车速过快，横向坡道角过大以及偏载等，容易造成汽车侧滑及侧翻。

## 马1.png设计路线

图 1.1 设计路线图

# 设计选型

## 参数要求

表2.1 要求参数

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| 参数值 | | 参数 | |
| 质量参数 | 整备质量(kg) | | 1486 |
| 最大总质量(kg) | | 1866 |
| 性能参数 | 最高车速(km/h) | | 150 |
| 最大爬坡度(%) | | 30% (即16.7度) |
| 0-100km/h加速时间 | | 13s |
| 总成参数 | 最大功率(Kw) | | 105 |
| 最大扭矩(N.m) | | 165 |
| 最高档速比 | | 0.8 |
| 主减速比 | | 4.286 |

## 车型确定

常见汽车按最大总质量分类（GB3730.1-1988）：

表 2.2 常见汽车分类

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| 汽车类型 | 微型 | 轻型 | 中型 | 重型 |
| 厂定汽车最大总质量/t | ≤1.8 | >1.8~6 | >6~14 | >14 |

此处应为轻型汽车，因其整备质量偏中等，故选择设计中级轿车

## 轴数选择

常见轴数通常有二轴、三轴、四轴。轿车、轻型及以下的车辆均采用二轴型式，中型及以上的汽车多采用三轴，少数采用四轴。本次设计采用二轴。

## 驱动形式

现在的乘用车的布置形式主要有：前置前驱、前置后驱、前置四驱、中置后驱、中置四驱、后置后驱、后置四驱。其特点分别为：

表 2.3 驱动形式特点

|  |  |
| --- | --- |
| 前置前驱 | 大多数轿车上比较流行的驱动方式，但货车和大客车基本不采用。主要用于2.5L以下乘用车。布局一般是将发动机横置，与设计紧凑的变速驱动桥相连。优点主要为结构紧凑、空间利用率高、动力传递效率高、稳定性好。缺点主要为前轮负荷小牵引力下降、前桥复杂成本高、前端驱动需要等速转向节工艺复杂。 |
| 前置后驱 | 较传统的驱动方式，国内外大多数货车、部分轿车和客车采用，小型车较少采用。优点主要为驱动轮牵引性能好、轴荷分配较均匀、操作机构布置简单、转向机构结构简单。缺点主要为传动轴影响燃油经济性、驾驶室空间小，影响舒适性。 |
| 前置四驱 | 多用于高性能轿车或越野车，本车已选用2轮驱动，暂不考虑。 |
| 中置后驱 | 多用于高性能跑车和超级跑车，暂不考虑。 |
| 中置四驱 | 多用于高性能轿车或越野车，本车已选用2轮驱动，暂不考虑。 |
| 后置后驱 | 目前大、中型客车比较流行的形式。应用在乘用车上几乎没有优点，暂不考虑。 |
| 后置四驱 | 较少车型采用。应用在乘用车上几乎没有优点，暂不考虑。 |

考虑到本车需要电机和发动机，占据空间较大，为布置方便，初步拟定采用前置后驱类型

## 布置形式

为满足大多数人的需求，设计车型为普通型，各方面参数按普通车型的参数选取，布置形式此处选择常规的4x2类型。

## 车身形式

轿车车身是由发动机舱、客厢和行李箱三部分组成。轿车车身的基本形式有折背式、直背式和舱背式三种。三种基本车身形式的主要区别表现在车身顶盖与车身后部形状之间的关系上的差别。

折背式车身有明显的发动机舱、客厢和行李箱，且车身顶盖与车身后部呈折线连接。

直背式车身流线型好，有利于降低空气阻力系数和使行李箱容积增大。

舱背式轿车车身的顶盖比折背式长，同时后窗与后行李箱盖形成一个整体的后部车门，一般情况下行李

箱容积小。发动机排量在1.0L以下的轿车，以舱背式为主；发动机排量在1.0-4.0L时，三种都有；发动机排量大于4.0L式，基本采用折背式车身。本车初步考虑折背式，美观，流行。

## 本章小结

表 2.4 本章主要设计参数

|  |  |
| --- | --- |
| 轴数 | 2轴 |
| 驱动形式 | 前置后驱 |
| 布置形式 | 4x2 |
| 车身形式 | 折背式 |

# 主要参数及尺寸的确定

## 轴距及轮距

表 3.1 部分汽车的轴距和轮距

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| 车型 | 类别 | 轴距L／mm | 轮距B／mm |
| 轿车 | 微型 | 2000-2200 | 1100-1380 |
| 普通 | 2100-2540 | 1150-1500 |
| 中级 | 2500-2860 | 1300-1500 |
| 中、高级 | 2850-3400 | 1400-1580 |
| 高级 | 2900-3900 | 1560-1620 |
| 4x2货车 | 微型 | 1700-2900 | 1150-1350 |
| 轻型 | 2300-3600 | 1300-1650 |
| 中型 | 3600-5500 | 1700-2000 |
| 重型 | 4500-5600 | 1840-2000 |

轴距的选择要考虑它对整车其他尺寸参数、质量参数和使用性能的影响。轴距短一些，汽车总长、质量、最小转弯半径和纵向通过半径就小一些。但轴距过短也会带来一系列问题，例如车厢长度不足或后悬过长；汽车行驶时其纵向角振动过大；汽车加速、制动或上坡时轴荷转移过大而导致其制动性和操纵稳定性变坏、万向节传动的夹角过大等。因此，在选择轴距时应综合考虑对有关方面的影响。当然，在满足所设计汽车的车厢尺寸、轴荷分配、主要性能和整体布置等要求的前提下，将轴距设计得短一些为好。结合选定的车型，此处初步选定轴距L为2100-2540，轮距B为1150-1500。其中，轴距L取2500mm。轴距和轮距之间可按下列公式估算：

B=kL (3.1)

其中，k为系数，对于微型轿车，k=0.55～0.64，对于其它轿车，k=0.5~0.54;

计算得轮距B为1300mm。

## 轮廓尺寸

汽车的轮廓尺寸包括其总长、总宽、总高，它应根据汽车的类型、用途、承载量、道路条件、结构选型以及相关法律法规确定。

根据《汽车、挂车及汽车列车外廓尺寸、轴荷及质量限值》（GB1589-2016）中的要求，二轴客车最大车长、车宽、车高分别为12000、2500、4000，单位：mm。通常轿车的轴距约为总长的54%～60%，车长取4200。

轮距和车宽之间的关系为：

B=3/4 W + 100(±80) (3.2)

其中，B为轮距；W为车宽。

计算得车宽取1600mm。结合车高和车宽，根据一些常见车辆尺寸，车高初步拟定为1300。

## 前悬LF和后悬LR

汽车的前悬LF和后悬LR尺寸由总布置后确定。前、后悬过长时，汽车接近角和离去角都小，影响汽车通过性能。考虑到整车质心应当居中，前后重量分配约为6:4，根据一些常见的车辆尺寸，故LF取800mm，LR取900mm

## 最小离地间距

汽车的最小离地间距，就是在水平面上汽车底盘的最低点与地面的间距，通常单位为毫米（mm），不同车型其离地间距也是不同的，离地间距越大，车辆的通过性就越好。后置驱动类型汽车的离地最低点一般在后轴中央，前置驱动类型汽车一般在前轴。一般轿车的最小离地间隙为100mm~200mm，符合正常道路状况的使用要求。影响轿车总高的因素有底部离地高、地板一下部件高、室内高和车顶造型高度等。

轴间底部离地高应大于最小离地间隙。由座位高、乘员身长和头部及头上部空间构成的室内高一般为1120~1380mm。汽车造型高度在20~40mm范围内变化。

表 3.2 汽车驱动桥离地间隙

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 车型 | | 离地间隙/mm |
| 轿车 | 微型 | 120-190 |
| 小型 | 120-190 |
| 中级 | 120-230 |
| 高级 | 1360-160 |

所以初步选定最小间隙为150mm

## 轴荷分配和质心计算

轴荷分配时汽车的重要质量参数，对牵引性、通过性、制动性、操控性和稳定性等主要使用性能以及轮胎使用寿命有很大影响。

对于轿车而言，前置后驱满载时的前轴负荷最好在50%以上，以保证爬坡时的附着力。

表 3.3 部分汽车的轴荷分配范围

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 车型 | | 空载 | | 满载 | |
| 前轴 | 后轴 | 前轴 | 后轴 |
| 轿车 | 前置前驱 | 56%～66% | 34%～44% | 47%～60% | 40%～53% |
| 前置后驱 | 50%～55% | 45%～50% | 45～50% | 50%～55% |
| 后置后驱 | 42%～50% | 50%～58% | 40%～45% | 55%～60% |

汽车的轴荷分配是汽车的重要质量参数，它对汽车的牵引性、通过性、制动性、操纵性和稳定性等主要使用性能以及轮胎的使用寿命都有很大的影响。因此在总体设计时应根据汽车的总体布置型式、使用条件及性能要求合理地选定轴荷分配。

汽车的布置型式对轴荷分配影响较大，例如对载货汽车而言，长头车满载时的前轴负荷分配多在28％上下，而平头车多在33％～35％。对轿车而言，前置发动机前轮驱动的轿车满载时的前轴负荷最好在55％以上，以保证爬坡时有足够的附着力；前置发动机后轮驱动的轿车满载时的后轴负荷一般不大于52％；后置发动机后轮驱动的轿车满载时后轴负荷最好不超过59％，否则，会导致汽车具有过多转向特性而使操纵性变坏。

在确定轴荷分配时也要考虑到汽车的使用条件。对于常在较差路面上行驶的载货汽车，为了保证其在泥泞路面上的通过能力，常将满载前轴负荷控制在26％～27％，以减小前轮的滚动阻力并增大后驱动轮的附着力。对于常在潮湿路面上行驶的后驱动轮装用单胎的4×2平头货车，空载时后轴负荷应不小于41％，以免引起侧滑。

在确定轴荷分配时,还要充分考虑汽车的结构特点及性能要求。例如：重型矿用自卸汽车的轴距短、质心高，制动或下坡时质量转移会使前轴负荷过大，故在设计时可将其前轴负荷适当减小，使后轴负荷适当加大。为了提高越野汽车在松软路面和无路地区的通过性，其前轴负荷应适当减小以减小前轮的滚动阻力。

轴荷分配对前后轮胎的磨损有直接影响。为了使其磨损均匀，对后轮装单胎的双轴汽车，要求其满载时的前后轴荷分配均为50％，而对后轮为双胎的双轴汽车，则前后轴荷可大致按1/3和2/3的比例处理。当然，在实际设计中由于许多因素的影响，上述要求只能近似地满足。

在确定汽车的轴荷分配时，还要考虑汽车的静态方向稳定性和动态方向稳定性。根据理论分析，汽车质心位置到汽车中性转向点的距离s 对汽车的静态方向稳定性有决定性的影响。这个距离可由下式计算得到：

(3.3)

其中， L1，L2分别为汽车质心离前、后轴的距离。L1，L2取决于轴荷分配；Ca1为两个前轮的轮胎侧偏刚度之和，N/rad；Ca2为后轮的轮胎侧偏刚度之和，N/rad；

Ca为汽车全部轮胎的总侧偏刚度之和，N/rad；

当s<0时，汽车质心位于中性转向点之前，汽车具有不足转向特性，汽车静态的方向稳定性较好。反之，当s > 0时，汽车具有过度转向特性。此时存在着一个临界车速，低于此车速时，汽车的行驶时稳定的，高与此车速，则汽车就不能稳定行驶。在汽车设计时一般希望汽车具有适度的不足转向特性。为此，要很好地匹配上述参数，使

(3.4)

## 变速器的档位数和传动比

不同类型汽车的变速器，其档位数也不相同。过去常用3个或4个前进档，但近年俩为提高其动力性尤其是燃料经济性，多采用5个前进档。此处取5档

选择最低档传动比时，应根据汽车最大爬坡度、驱动车轮与地面的附着力、汽车的最低稳定车速以及主减速比和驱动车轮的滚动半径来综合考虑。

确定传动系速比应该包含以下内容：变速器及副变速器的挡位数及各档速比、分动器的挡位数及各档速比、驱动桥总减速比（含单级或双级、轮边减速）。

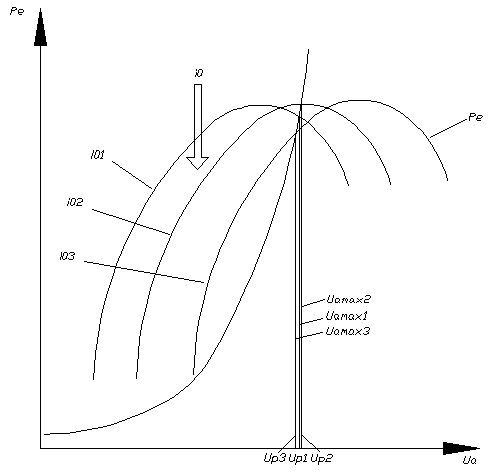
在确定上述参数之前，首先要根据整车动力性、经济性及结构布置需要，确定传动系的最小传动比和最大传动比，看是否能满足最高车速、最大爬坡度和直接档的最低稳定车速、坏路面条件下通过能力，然后再从结构需要和操纵方面入手，进行档位数的合理分配。

最大爬坡度要求的变速器Ⅰ档传动比应满足：

(3.5)

(3.6)

其中，m为汽车总质量；g为重力加速度；为道路最大阻力系数；为驱动车轮的滚动半径；为发动机最大转矩；i0为主减速比；汽车传动系的传动效率；G2为汽车满载静止于水平路面时驱动桥给地面的载荷；为道路的附着系数，计算时取 ;

图 3.1 不同减速比时汽车功率图

计算得Ⅰ档传动比约取4.3，最高档数比为5档档速比0.8，中间档传动比按公式：

(3.7)

其中，q为中间档传动比；为一档传动比；为最高档传动比；n为挡数。

计算得q=1.4，各档减速比依次为：i4=1.12，i3=1.568，i2=2.195

根据i0的值，初步可以确定主减速器的减速形式为单级减速

## 动力性参数

### 直接档动力因数D0 max

D0 max的选择主要是根据对汽车加速性与燃料经济性的要求，以及汽车类型、用途和道路条件而异。轿车的 随发动机排量的增大而增大。中、高级轿车对加速性要求高，故D0 max值较大。微型和普通级轿车为了节省燃料， D0 max值较小。微型货车的D0 max值较大，轻型货车次之，而且对平均车速和加速性能的要求也较高。

### Ⅰ档动力因数DⅠmax

I档最大动力因数DI max直接影响汽车的最大爬坡能力和通过困难路段的能力以及起步并连续换档时的加速能力。它和汽车总质量的关系不明显而主要取决于所要求的最大爬坡度和附着条件。对于公路用车， DI max多在0.30～0.38。中级及以上的轿车，其DI max值的上限可高达0.5，以便获得必要的最低车速和较强的加速能力。矿用自卸汽车(装载量为6.5t以下)的DI max值多在0.30～0.46，当采用液力机械传动时，由于汽车起步后动力因数下降较快，为保证有足够的爬坡速度和加速能力，DI max值还应取大一些。军用越野汽车的爬坡能力要求高达60％～75％DI max故其 值多选择在0.63以上。所以此处选择0.45

### 燃料经济性参数

汽车在良好的水平硬路面上以直接档满载等速行驶100km时的最低燃料消耗量 Qs( L/100km)，称为汽车的“百公里最低燃料消耗量”，是汽车的燃料经济性常用的评价指标。它也是满载的汽车在良好的硬路面上用直接档以经济车速等速行驶时的百公里耗油量。

单位汽车总质量的百公里最低燃料消耗量，又称为汽车的“单位燃料消耗量”(L/(100km t))。在新车设计时，其燃料经济性可参考总质量相近的同类车型的百公里耗油量或单位燃料消耗量来估算。轿车的单位燃料消耗量为7.5～10.5L/(100km·t)。

### 机动性参数

汽车的最小转弯直径是汽车机动性的主要参数。最小转弯直径是指当转向盘转至极限位置时由转向中心至前外轮接地中心的距离，它反映了汽车通过小曲率半径弯曲道路的能力和在狭窄路面上或场地上调头的能力。其值与汽车的轴距、轮距及转向车轮的最大转角等有关，并应根据汽车的类型、用途、道路条件、结构特点及轴距等尺寸选取。GB7258—97 中规定：机动车的最小转弯直径，以外轮轨迹中心为基线测量其值不得大于24m。当转弯直径24m 是前转向轴和末轴的内轮差不得大于3.5m。

### 操作稳定性参数

与总体设计关系密切且应在设计中当作设计指标予以控制的操纵稳定性参数参数有：

1. 转向特性参数:

由于轮胎的侧偏使前、后轴产生相应的侧偏角。其角度差为正、负、零时使汽车分别获得“不足转向”、“过度转向”和“中性转向”等特性。为了保证良好的操纵稳定性，希望得到不足转向特性。通常用汽车以0.4g 的向心加速度作定圆等速行驶时前、后轴的侧偏角之差作为评价转向特性的参数，希望它是一个较小的正角度值，例如轿车以1º～3º为宜。

1. 车身侧倾角:

汽车以0.4g的向心加速度作匀速圆周运动时的车身侧倾角应在3°之内，在大不超过7°。

1. 制动点头角:

汽车以0.4g的减速度制动时的车身点头角应不大于1.5°。

### 行驶平顺性参数

行驶平顺性通常用车身振动参数来评价。在总体设计时，通常应给出前后悬架的偏频或静挠度、动挠度以及车身振动加速度等参数值作为设计要求。前、后悬架的偏频n1与n2应接近且应使n2略高于n1，以免发生较大的车身纵向角振动。但微型轿车因轴距短使后排座接近后轮，为了改善其后座的舒适性，可以将后悬架设计的软一些而使n2<n1。对于舒适性要求高的汽车偏频值取低限。对于前、后悬架的静挠度值和的匹配，推荐取  =(0.8 ~ 0.9) 

### 制动性参数

常以制动距离、制动减速度和制动踏板力作为汽车制动性能的主要设计指标和评价参数。制动距离是指在良好的试验跑道上和规定的车速下，紧急制动时由踩制动踏板起到完全停车的距离。我国通常以车速为30km／h和50km／h 的最小制动距离来评比不同车型的制动效能。对于紧急制动时踏板力，货车要求不大于700N；轿车要求不大于500N。设计中在制订制动性能标准时还应适应有关安全性的国家标准、法规等对汽车制动效能的要求。

### 发动机最大功率Pe max及相应转速nP

发动机功率越大则汽车动力性越好，但功率过大会使发动机功率利用率降低，燃料经济性下降，动力传动系的质量也要加大，故应通过计算合理选择。

其中，最大功率Pe max可根据下式计算出：

(3.8)

其中，Pe max为发动机最大功率，单位为kW；

为传动系的传动效率， ，传动系各部件的传动效率如表所示；

ma为汽车总质量，单位为kg；

g为重力加速度，单位为m/s2

f为滚动阻力系数，对于汽车等高速车辆需考虑车速，并取，约为0.0265；

va max为最高车速，单位为km/h；

CD 为空气阻力系数，轿车取0.4～0.5；

A 为汽车正面投影面积，m2，对于轿车，可按 计算，其中B为汽车总宽，H为汽车总高，A约为1.6224。

表 3.4 传动系各部件的传动效率

|  |  |
| --- | --- |
| 部件名称 | 传动效率 |
| 4～6档变速器 | 95 |
| 辅助变速器（副变速器或分动器） | 95 |
| 单级减速主减速器 | 96 |
| 双级主减速器 | 92 |
| 万向传动节 | 98 |

按式求出Pe max约为54.4 kW，其应为发动机在全负载下测定时得到的最大有效功率，比一般发动机外特性的最大功率低12%～20%。

在整车选型阶段还应对发动机最大功率时转速nP提出要求，因为它不仅影响发动机本身技术指标及使用寿命，还影响整车性能、传动系寿命以及主减速比的选择，轿车汽油机的nP大多为 4000～6000 r/min，取6000r/min。

比功率为

### 发动机最大转矩Te max及相应转速nT

发动机最大转矩Te max及相应转速nT对汽车动力因素、加速性能及爬坡性能等动力特性有影响。可按下式求发动机的最大转矩Te max(单位为N·m):

(3.9)

其中，为发动机的转矩适应系数，汽油机多为1.2~1.35，此处取1.2；

为最大功率时的转矩，单位为N·m；

为最大功率，单位为kw；

为最大功率相应的转速，单位为r/min；

计算得约为91.64 N·m。发动机最大转矩相应的转速nT通常与nP间的对应关系为nP／nT=1.4~2.0，取1.5。此处nT取3333 r/min

### 发动机适应性系数Φ

发动机适应性系数能表明发动机适应汽车行驶工况的程度，现代发动机的适应性系数值对汽油机Φ=1.4~2.4，与转矩适应系数和转速适应系数nP／nT间的关系为

(3.10)

其中，为转矩适应系数；nP／nT为转速适应系数。

计算得Φ=1.8。

### 汽车驱动力和行驶阻力

汽车行驶过程中必须克服滚动阻力 和空气阻力 的作用，加速时会受到加速阻力 的作用，上坡时会受到重力沿坡道的分力——坡度阻力 的作用。汽车行驶时驱动力与行驶阻力的平衡方程式为：

(3.11)

发动机在转速n下的转矩Te ，经汽车传动系传递到驱动轮上的驱动力Ft按下式计算:

(3.12)

其中， Te max 为发动机最大转矩；ig 为变速器传动比；i0为主减速器主减速比；为传动系效率；为车轮滚动半径。

计算得Ft1=6397.8N。

在驱动轮不打滑的情况下，发动机转速n（r/min）所对应的汽车车速ua（km/h）为

(3.13)

求得ua1=28.97km/h，ua2=56.74km/h，ua3=79.43km/h，ua4=111.21km/h，ua5=155.7km/h

滚动阻力Ff为：

(3.14)

其中，ma为汽车质量；f为滚动阻力系数，对于轿车f=0.0116+0.000142V=0.0128；

计算得滚动阻力Ff=224.71N。

空气阻力Fw为：

(3.15)

其中， CD为空气阻力系数，轿车取0.4～0.6；A为迎风面积，上文求出为1.6224m2。

当ua=0km/h时，Fw=0N。

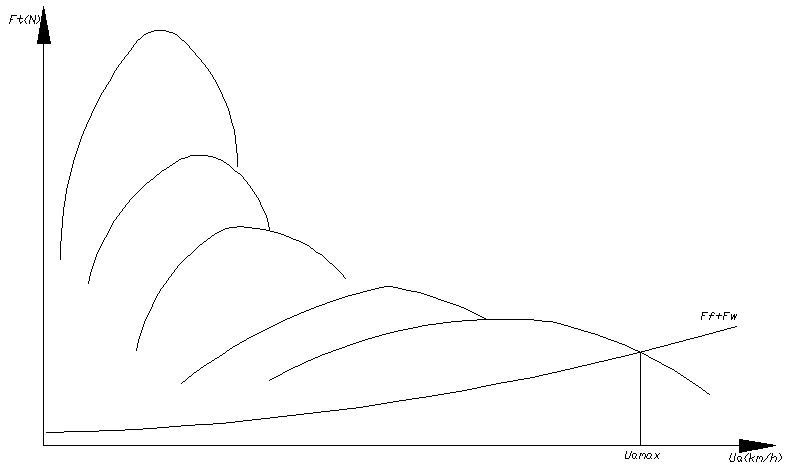
当ua=155.7km/h时，Fw=929.8N。

图3.2 汽车驱动力-行驶阻力平衡图

坡度阻力Fi为 ：

(3.16)

求出最大阻力为Fi=1866\*0.3=559.8N

### 加速性计算

加速阻力Fj可按公式计算

(3.17)

为求出最大加速能力，假设在坡度为零的平直道路上行驶计算

可得

(3.18)

其中， 为汽车旋转质量系数换算系数，按式

取，求得，，，

当时，Ff=6397.8N

# 整车选型设计

## 并联式驱动结构

### 原理

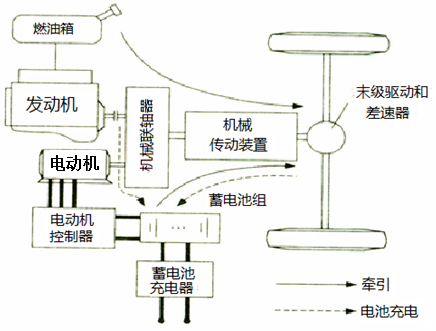
在驱动系统内部存在两类能量流，分别为机械能量流和电能量流。在功率交汇点处，始终以同一类功率形式，即电气的或机械的功率形式，而不是电气的和机械的功率形式，呈现着两个功率的相加或将一个功率分解为两个功率。混合动力电动汽车基

图 4.1 驱动结构原理图

本分类为：串联式、并联式、混联式和复合式。其中并联式（机械耦合）的原理基本如图：

并联式混合动力驱动系统的特征：在机械耦合器中两个机械功率被相加在一起。内燃机是基本能源设备，而蓄电池组和电动机驱动装置则组成能量缓冲器。此时，功率流仅受动力装置-内燃机和电动机所控制。由发动机直接向驱动轮提供机械动力，

图 4.2 驱动结构动力流向图

在机械层面上与传动系相配合的电动机予以辅助，并通过机械联轴器使两者共同配合提供动力。动力流向如图：

### 特点

1. 发动机和电动机都直接向驱动轮提供转矩，不存在能量形式的转换，因而能量损失较少；
2. 不需要附加的发电机，牵引电动机相比于串联式的牵引电动机小，因此结构紧凑；
3. 发动机和驱动轮之间存在着机械联轴器，因此其运行点不可能固定在 一个狭小的转速和转矩区域内。

### 转矩耦合和转速耦合

机械耦合包括转矩耦合和转速耦合：

转矩耦合：机械联轴器将发动机与电动机的转矩相加，并将总转矩传递给驱动轮，发动机和电动机的转矩可分别独立控制，但受到功率守恒的约束。发动机转速、电动机转速以及 车速以某一确定关系相互耦合，不可能独立控制。

转速耦合：机械联轴器将发动机和电动机的转速相加，且所有的转矩被耦合在一起，不能独立控制

本车初步考虑转矩耦合。

## 发动机类型

现代乘用汽车主要选用汽油机和柴油机，也可根据需要选取其他燃料的发动机。根据具体车型的使用条件和布置上的结构需要，选择不同种类和形式的发动机。按气缸排列的形式来分，有直列式、水平对置和V型几种：直列式结构简单，宽度小，布置方便，但发动机缸数过多时占用空间过长，因此直列式适用于6缸以下的发动机。V型发动机具有长度小、高度低、曲轴刚度大等优点，在高档、大型轿车上应用较多，但其宽度大，车上布置比较困难，造价也高。水平对置式的主要优点是平衡好、高度低，主要用于一些微型车上。发动机的冷却方式有风冷式和水冷式两种。前者的优点是冷却系统简单，维修方便，对沙漠和异常气候的适应性好，但存在冷却不均、消耗功率大和噪声大等缺点，在轿车上应用不多，水冷发动机的主要优点有冷却的军营可靠，散热好，噪声小，能解决车内供暖问题等。其主要缺点是冷却系统结构复杂，使用与维修不方便，另外其冷却与性能受环境影响，温度影响较大，夏季冷却液容易过热，冬季又容易过冷，在室外存放，易结冰。会损坏气缸缸体和散热器。选用尺寸和质量小的发动机，不仅有利于汽车小型化、轻量化，同时在保证客厢内部有足够空间的条件下，还能节省燃料。

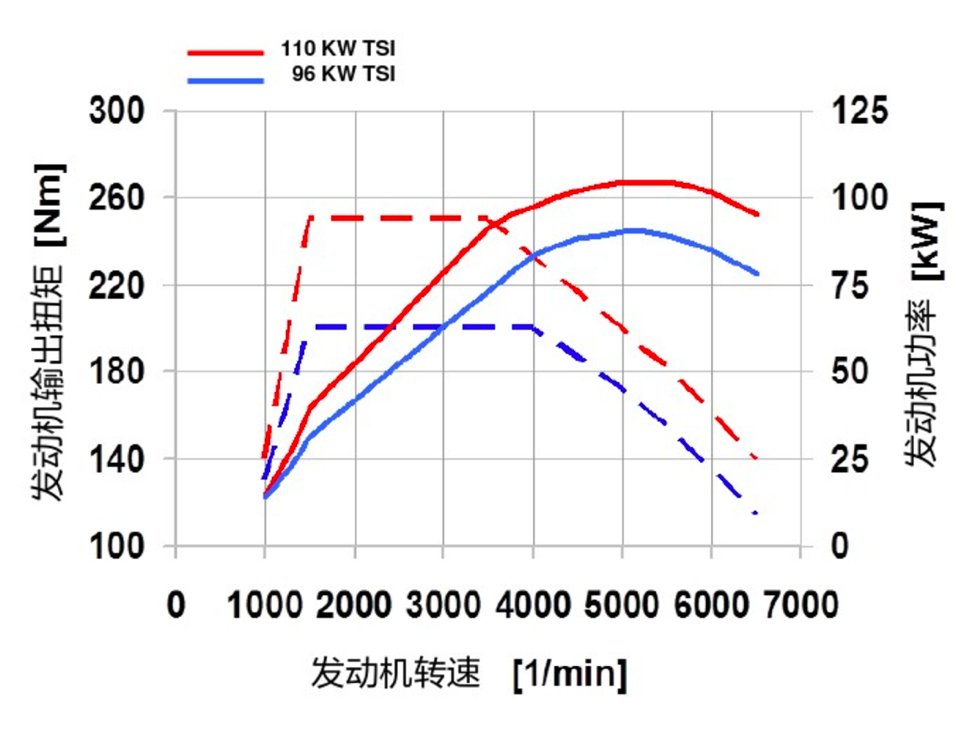
由于部分地区天然气资源充足，无排气公害、无噪声的电动轿车，是理想的低污染车，在解决高能蓄电池和降低成本的后会在轿车上得到广泛应用。锂电池虽然能量密度高，但其制造成本高，现阶段暂时难以大量普及。混合动力汽车中，由于汽车储能装置的限制，现阶段的电池无法满足行驶过程中对能量的需求，所以发动机还是作为主要动力输出。

发动机的功率必须满足车辆日常行驶的动力需求，但是发动机的功率参数选取过大会导致车辆在行驶过程中发动机会运转低效率区域，发动机的效率低下，尾气排放增加。发动机功率选取过小的时候，要求电机对于功率的输出补偿的能力增加，导致车辆的储能装置容量需求变大，电池重量直接影响整车重量，能量利用率也无法得到保障。合适的发动机功率的选取将直接影响车辆的整车性能。

对于发动机的种类和型式，在现代汽车上主要选用汽油机和柴油机，选用其他燃料或其他种类的发动机，可根据车型进行选取，目前初步选取汽油机。

发动机的型式有直列式、V 型和对置式等。冷却方式有水冷和风冷。因此要根据车型的使用条件和布置上的结构进行选择不同种类和型式的发动机。

结合之前计算所得发动机所需的最大功率和最大转矩及相应转速，初步选择生成的EA211，它的主要技术参数如表所示，外特性曲线如图所示。

表4.1 发动机参数

|  |  |
| --- | --- |
| 结构类型 | 4缸直列式 |
| 排量 | 1.4L |
| 缸径 | 74.5mm |
| 行程 | 80mm |
| 最大功率 | 66kW |
| 最大扭矩 | 132N·m |
| 质量 | 112kg |

图 4.3 发动机转速图

从图中可知其转速范围为1000-6500 r／min

## 变速箱类型

根据所选发动机最大转矩和变速器的I档传动比，初步选定大众生产的5档手动DQ200双离合干式变速器，最大扭矩为200N·m

## 离合器类型

根据发动机的最大转矩，初步选定一汽生产的离合器（单片，干式、推式，膜片弹簧，摩擦直径为350mm，液压助力式，选装380mm），其转矩容量为500 N﹒m的单片、干式、推式、膜片弹簧离合器。该离合器与CA4D32-12柴油发动机匹配时，其后备系数为2.33。

## 传动轴选型

为提高传动轴的临界转速，避免共振以及考虑整车布置上的需要，常将传动轴分段。当传动轴分段式，需加设安装在车架横梁上的弹性中间支承，以补偿传动轴轴向和角度方向的安装误差，以及车辆行驶过程中由于弹性支承的发动机的窜动和车架的变形所引起的位移。弹性元件能吸收传动轴的震动，降低噪声。这种弹性中间支承不能传递轴向力，它主要承受传动轴因不平衡、偏心等因素引起的径向力，以及万向节上的附加弯矩所引起的径向力。

一般驱动桥传动轴均采用一对十字轴万向节。十字轴万向节两轴的夹角不宜过大，当夹角由4度增至16度时，滚针轴承寿命将下降至原寿命的1/4 ，十字轴万向节夹角的允许范围如表所示。

表 4.2 十字轴万向节夹角的允许范围

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 万向节安装位置或项链两总成 | | 不大于 |
| 离合器-变速器 | | 1～3 |
| 驱动桥传动轴 | 汽车满载静止  行驶中极限夹角 | 6  15～20 |

初选富奥汽车零部件有限公司生产的传动轴总成，其为万向节结构，两根传动轴，带中间支承，编号为006，工作转矩为15000N·m。

## 驱动桥选型

驱动桥位于传动系的末端其基本功能是增大由传动轴传来的转矩，将转矩分配给左、右驱动车轮，并使左、右驱动车轮具有差速功能；同时，驱动桥还要承受作用于路面和车架之间的垂向力、纵向力和横向力。

### 驱动桥结构形式和布置形式选择

驱动桥的结构形式与驱动车轮的悬架形式相关。多数载客汽车的驱动车轮采用独立悬架，相应地采用断开式驱动桥。

### 主减速器结构形式选择

减速器形式的选择与汽车的类型及使用条件有关，主要取决于由动力性、经济型等整车性能所要求的主减速比i0的大小及驱动桥的离地间隙。驱动桥的数目及减速形式等。

单级贯通式主减速器用于多桥驱动汽车的贯通桥上，其优点是结构简单，主减速器的质量小，尺寸紧凑，并可是中、后桥的大部分零件，尤其是桥壳、半轴等主要零件具有互换性。

综上所述，由于所设计的轿车的轴数和驱动形式为4x2，以及单级主减速器所具有的优点，又能满足使用要求，所以，选用单级减速主减速器。

## 车身系统

### 驾驶室的型式

驾驶室与发动机、前轴的布置位置，可组成不同的布置结构，形成不同的整车外型，当然对使用性能也有一定的影响，故要认真的进行选择。 上文选用的前置后驱类型，该类型广泛应用于中高级以下的轿车上，其特点是：前轴荷（驱动桥轴荷）易保证，载荷的变化不大，有利于操纵稳定性，减少侧滑的危险，行驶安全性好，地板低而平，轴距和车长均可根据需要而定。主减速器和变速箱连成一体，省掉传动轴，减少振动和噪声。易变型为客货车。缺点是后轴荷轻，非满载时，易产生制动抱死甩尾现象；前桥驱动兼转向，需增加等角速万向节。这种前驱动桥结构复杂，工艺要求高、成本高、轮胎寿命比后驱动式低。 前置后驱动型式的发动机既可纵置，亦可横置，既可布置在前桥之前，亦可 布置在前轴之后。发动机在结构和布置上需采用相应的措施，以满足整车布置和使用性能要求。

### 车架和车身底板的位置

轿车多采用承载式车身，其布置以侧视图和俯视图为主，整车的长宽确定后，车架的长宽也基本确定。车架长度大致与整车长度接近，车架前部宽度可根据前置发动机的外廓宽度、前轮距以及前轮最大转角时需留的空间等因素确定；车架后部宽度可根据后轮距和钢板弹簧片宽等尺寸确定。本设计采用周边式车架

### 油箱和行李箱

油箱通常位于司机坐椅一侧，以便加油。从防火考虑，最好位于轴距以内并远离发动机排气管、消音器及蓄电池。排气管、消音器通常布置在汽车右侧，而蓄电池靠近电动机则可缩短线路。轿车的行李箱布置在后座之后及后悬处，它应容纳下多件行李。

## 传动系统

### 变速器

变速器由传动机构与操作机构组成

### 差速器

当车辆在转向时，左、右二边的轮子会产生不同的转速，因此左、右二边的传动轴也会有不同的转速，于是利用差速器来解决左、右二边转速不同的问题。

### 传动系统

当发动机、电动机、联轴器和后驱动桥的位置确定后，可布置万向节和传动轴。电动汽车传动装置的作用是将电动机的驱动转矩传给汽车的驱动轴，传动装置的多数部件常常可以忽略。

### 传动轴

将经过变速系统传递出来的动力，传递至车轮进而产生驱动力的机构。 汽油发动机在运行时，发动机需要持续运转。但是为了满足汽车行驶上的需求，车辆必须有停止、换档等功能，因此必须在发动机的外连动之处，加入一组机构，以便在发动机持续运转的情形之下，让车辆静止或是进行换档的。这组机构便是动力连接装置。一般在车辆上可以看到的动力连接装置有离合器与扭力转换器等两种。

## 底盘系统

### 车轮与车桥

轮胎的尺寸和型号是进行汽车性能计算和绘制总布置图的重要原始数据之一，选择的依据是车型、使用条件、轮胎的静负荷、轮胎的额定负荷以及汽车的行驶速度等

轮胎所承受的最大静负荷与轮胎额定负荷之比，称为轮胎负荷系数。大多数汽车的轮胎负荷系数取为0.9～1.0，以免超载。轿车、轻型客车及轻型货车的车速高、轮胎受动负荷大，故它们的轮胎负荷系数应接近下限；对在各种路面上行驶的货车，其轮胎不应超载。试验表明：轮胎超载20％时，其寿命将下降30％左右。

为了提高汽车的动力因数、降低汽车及其质心的高度、减小非簧载质量，对公路用车在其轮胎负荷系数以及汽车离地间隙允许的范围内应尽量选取尺寸较小的轮胎。采用高强度尼龙帘布轮胎可使轮胎的额定负荷大大提高，从而使轮胎直径尺寸也大为缩小。轿车都采用直径较小、断面形状扁平的宽轮辋低压轮胎，以便降低质心高度，改善行驶平顺性、横向稳定性、轮胎的附着性能并保证有足够的承载能力。

根据轿车轮胎标准GB 2978-82 以及常见国产汽车轮胎的规格参数。本设计所选轮胎为80系列轿车子午线轮胎，规格为：

表 4.3 轮胎参数

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 轮胎规格(mm) | 新胎尺寸 | | 轮胎最大使用尺寸 | | 静负荷半径 | 滚动半径 |
| 断面宽度 | 外直径 | 总宽度 | 外直径 |
| 145/80 R10 | 145 | 486 | 151 | 496 | 217 | 236 |

### 悬架系统

悬架是车架与车桥之间的一切传力连接装置的总称。它的功用是把路面作用于车轮上的垂直反力、纵向反力、和侧向反力以及这些反力所造成的力矩都要转递到车架上，以保证汽车的正常行驶。现代汽车的悬架尽管有各种不同的结构形式，但是一般都由弹性元件、减振器、和导向机构三部分组成。汽车悬架可分为两大类：非独立悬架和独立悬架。1）非独立悬架其结构特点是两侧的车轮由一根整体式车桥相连，车轮连同车桥一起通过弹性悬架与车架连接。2）独立悬架其结构特点是车桥做成断开的，每一侧的车轮可以单独地通过弹性悬架与车架连接，两侧车轮可以单独跳动，互不影响。

目前汽车的前、后悬架采用的方案有：前轮和后轮均采用非独立悬架；前轮采用独立悬架啊，后轮采用非独立悬架；前轮与后轮均采用独立悬架等几种。前后悬架均采用纵置钢板非独立悬架的汽车转向行驶时，内侧悬架处于减载而外侧悬架处于加载状态，结果与悬架固定连接的车桥的轴线相对汽车纵向中心线偏转一角度α。对前轴，这种偏转使汽车不足转向趋势增加；对后桥，则增加了汽车过多转向趋势。另外。前悬架采用纵置钢板弹簧非独立悬架时，因前轮容易发生摆振现象，不能保证汽车有良好的操纵稳定性，所以乘用车的前悬架多采用独立悬架。随着高速公路网的发展，促使汽车速度不断提高，使得非独立悬架已不能满足汽车行驶平顺性和操纵稳定性等方面提出的要求。因此，在汽车悬架系统中采用独立悬架已备受关注，尤其是在桥车的前悬架中无一列外地采用了独立悬架。

为适应不同车型和不同类型车桥的需要，悬架有不同的结构型式，主要有独立悬架与非独立悬架。独立悬架允许前轮有大的跳动空间，有利于转向，便于选择软的弹簧元件使平顺性得到改善，同时独立悬架非簧载质量小，可提高汽车车轮的附着性，且轿车对乘坐舒适性要求较高，本次设计选择独立悬架。

麦弗逊式独立悬架是独立悬架中的一种，是一种减振器作滑动支柱并与下控制臂铰接组成的一种悬架形式,与其它悬架系统相比,结构简单、性能好、布置紧凑,占用空间少。本次设计前悬架采用麦佛逊式悬架。

拖曳臂式悬架是专为后轮而设计的悬架结构，它的构成非常简单——以粗状的上下摆动式拖臂实现车轮与车身或车架的硬性连接，然后以液压减震器和螺旋弹簧充当软性连接，起到吸震和支撑车身的作用，圆柱形或方形横梁则连接左右车轮。本次设计后悬架采用拖曳臂式悬架。

弹性元件是悬架的最主要部件，因为悬架最根本的作用是减缓地面不平度对车身造成的冲击，即将短暂的大加速度冲击化解为相对缓慢的小加速度冲击。 弹性元件主要有钢板弹簧、螺旋弹簧、扭杆弹簧、空气弹簧等常用类型。除了板弹簧自身有减振作用外，配备其它种类弹性元件的悬架必须配备减振元件，使已经发生振动的汽车尽快静止。钢板弹簧是汽车最早使用的弹性元件，由于存在诸多设计不足之处，现逐步被其它种类弹性元件所取代，本次设计选择螺旋弹簧。

减振元件主要起减振作用。为加速车架和车身振动的衰减，以改善汽车的行驶平顺性，在大多数汽车的悬架系统内都装有减振器。减振器和弹性元件是并联安装的。 汽车悬架系统中广泛采用液力减振器。液力减振器的作用原理是当车架与车桥作往复相对运动时，而减振器中的活塞在缸筒内也作往复运动，则减振器壳体内的油液便反复地从一个内腔通过一些窄小的孔隙流入另一内腔。此时，孔壁与油液间的摩擦及液体分子内摩擦便形成对振动的阻尼力，使车身和车架的振动能量转化为热能，而被油液和减振器壳体所吸收，然后散到大气中。本次设计采用选择双筒式液力减振器。

### 转向系统

机械转向系统主要是由转向操纵机构、转向器和转向传动机构三大部分组成。转向装置是为实现汽车的转弯而设置的，由转向机、方向盘、转向机构和转向轮等组成。作用在方向盘上的控制力，通过转向机和转向机构使转向轮偏转一定的角度，实现汽车的转向。多数电动汽车为前轮转向，工业中用的电动叉车常常采用后轮转向。

工作原理：当转动转向盘时，通过转向轴及转向轴带动转向器转动副，使转向摇臂前后摆动，再通过转向直拉杆和转向节臂使左转向节及装在其上的转向轮绕主销偏转。同时，由左梯形臂带动转向横拉杆及右梯形臂使右转向节随之同向偏转。

目前国内外生产的许多车型在转向操纵机构中采用了万向转动装置（包括转向万向节和转向传动轴），只要适当改变转向万向转动装置的几何参数，便可满足各种变型车的总布置要求，有助于转向盘和转向器等部件的通用化和系列化。即使在转向盘与转向器同轴线的情况下，其间也可采用万向传动装置，以补偿由于部件在车上的安装误差和安装基体变形所造成的二者轴线实际上的不重合。

现代汽车经常在良好的路面上行驶故多采用可逆式转向器（可逆式转向器有利于汽车转向结束后转向轮和转向盘的自动回正，但也能将坏路面对车轮的冲击力传到转向盘，发生“打手”现象）目前在汽车上广泛采用的有齿轮齿条式、循环球-齿条齿扇式以及循环球-曲柄指销式几种。齿轮齿条式转向器是利用齿轮的转动带动齿条左右移动，再通过横拉杆推动转向节，达到转向的目的。它主要由转向器壳体、转向齿轮、齿条传动副等组成。转向壳体用螺栓固定在车架上，齿条与齿轮始终保证无间隙啮合，主要依靠齿条导向座下方弹簧弹力的作用，弹簧弹力可通过调整螺塞视需调整。齿轮齿条式转向器结构简单、紧凑、质量轻，刚性大，转向灵敏，制造容易，成本低，正、逆效率都较高，而且省略了转向摇臂和转向直拉杆，使转向转动机构简化，因此它在轿车上得到了广泛地应用。故在微型纯电动车转向系设计时采用齿轮齿条式转向器，如下图桑塔纳轿车转向器。当转向轮独立悬挂时，每个转向轮分别相对于车架作独立运动，因而转向桥必须是断开式的。与此相应，转向传动机构中的转向梯形也必须断开。

### 制动系统

混合动力汽车的制动装置同其他汽车一样，是为汽车减速或停车而设置的，通常由制动器及其操纵装置组成。在混合动力汽车上，可以采用电动机制动或发动机制动，它可以利用驱动电动机的控制电路实现电动机的制动，也可以用传统的离合器进行发动机的制动。

## 电器系统

### 电器系统电路

目使用电动机-蓄电池-充电装置连接。汽车的其它电力供应部分，如照明系统、操作显示系统、音响系统、空调系统，都可由蓄电池提供。而在汽车制动时，还可以为电路系统充电。

### 蓄电池系统

混合动力汽车的电池目前还存在价格较高、续驶里程较短、动力性能较差等问题，而这些问题都是和电源技术密切相关的。目前制约其发展的关键因素是动力蓄电池不理想，重点的就在于选用设计合理的电池。对蓄电池系统的要求如下:

1. 高的比能量和能量密度；
2. 高的比功率和功率密度；
3. 高的比功率和功率密度；
4. 高的比功率和功率密度；
5. 自放电率小, 充电效率高；
6. 安全性能良好, 且成本低廉；
7. 免维修；
8. 对环境无危害, 可回收性好。

目前国内纯电动汽车使用的主要是铅酸电池、镍氢电池和锂离子电池这三类。目前能大量生产供应的只有铅蓄电池和镉镍蓄电池。由于镉镍电池性能价格比不如铅蓄电池而且存在镉污染，故选用铅酸电池。电池的电压要求符合电机控制器的电压，电机控制器直流电压输入范围在450．700V之间，额定电压为576V，将该电压作为电池电压。考虑车辆在低速行驶的过程中使用电池系统驱动电机来满足车辆行驶的能量需求，而在高速行驶过程中，发动机会产生一部分的剩余功率满弥补储能装置在低速情况工作时候的损失，以及在制动能量回收的时候电机会对储能装置进行充电，所以主要考虑低速情况行驶过程中储能装置必须满足车辆的能量需求。

## 本章小结

结合前文数据，确定主要设计参数如下：

表4.4 主要设计参数

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 整车几何参数 | 长 | 4200 mm |
| 宽 | 1600 mm |
| 高 | 1300 mm |
| 前悬长 | 800 mm |
| 后悬长 | 900 mm |
| 轮距 | 1300 mm |
| 轴距 | 2500 mm |
| 整车通过性参数 | 接近角 | 25 º |
| 离去角 | 20 º |
| 最小离地间隙 | 150 mm |
| 最小转弯半径 | 8m |
| 变速器参数 | 档位形式 | 手动5档 |
| 1-5档减速比 | 4.3、2.195、1.568、1.12、0.8 |
| 发动机参数 | 类型 | 4缸直列式，纵置 |
| 最大功率 | 54.4 kW |
| 最大功率时转速 | 6000r/min |
| 最大扭矩 | 91.64N·m |
| 最大扭矩时转速 | 3333r/min |

# 整车布置

在新车型的开发、研制的初始阶段，经过调查研究与初始决策，提出整车设想并对汽车的主要参数以及发动机和车轮进行选择后，应进行汽车总布置图的绘制。首先是绘制尺寸比例通常为1:10 的总布置草图，以便将整车设想绘成具体的总体方案，并校核初步选定的各总成及部件的结构、尺寸、质量和性能指标等能否满足整车的结构、尺寸、质量及其轴荷分配以及性能指标等方面的要求，需求最佳的总布置方案。

在总布置方案和各总成及部件的方案确定以后或总布置草图完成以后还要绘制其尺寸比例通常为1:1的汽车总布置尺寸控制图（如图5.1），作为控制各总成、部件的尺寸及位置的依据。通过对总布置尺寸控制图上各相关总成、部件装配尺寸链的计算，也可进一步校核各有关总成、部件的安装位置及整车的安装尺寸。

侧视图和俯视图是总布置草图及总布置尺寸控制图的主要视图，当然还应辅以汽车的前视（外形）图以及必要的横向剖面图和剖视图。在侧视图上，应将汽车置于面向左方的位置。

## 整车布置基准线

在绘制总布置草图时，首先要选择绘制图的基准线（面）。通常选择车架上平面线、前轮中心线、汽车中心线、地面线、前轮铅垂线作为基准线，其定义如下：

### 车架上平面线

车架纵梁较长的一段上平面在汽车侧视图和前视图上的投影线定义为车架上平面线。它是作为标注汽车各垂向尺寸的基准线或零线。而对于具有从承载式车身的汽车，则以车身中部底版下表面或中部边梁的下翼面在侧视图或前视图上的投影线作为标注垂向尺寸的基准线或零线。

### 前轮中心线

通过左右前轮的中心并垂直于车架上平面线的平面在汽车侧视图和俯视 图上的投影线定义为前轮中心线。它是标注汽车各纵向尺寸的基准线或零线。

### 汽车中心线

汽车纵向垂直对称平面在俯视图和前视图上的投影线定义为汽车的中心线。它是标注汽车各向尺寸的基准线。

### 地面线

地平面在汽车侧视图和前视图上的投影线定义为地面线。它是标注汽车高 度、货台高度、离地间隙、接近角和离去角等尺寸的基准线。

## 布置图绘制

总布置图绘制规范以国内颁布的法规为主，在国内法规没有做出具体说明的部分参照国内相关法规与国外SAE、ECE、DIN。初步说明如下：

（1） 主图板：QC/T 490－2000

（2） 轿车尺寸标注编码：QC/T 576－1999

（3） 眼椭圆：GB/T 17867－1999

（4） 安全带固定点：GB 14167－1993 B区：GB 11556－1994；GB 11565－1989

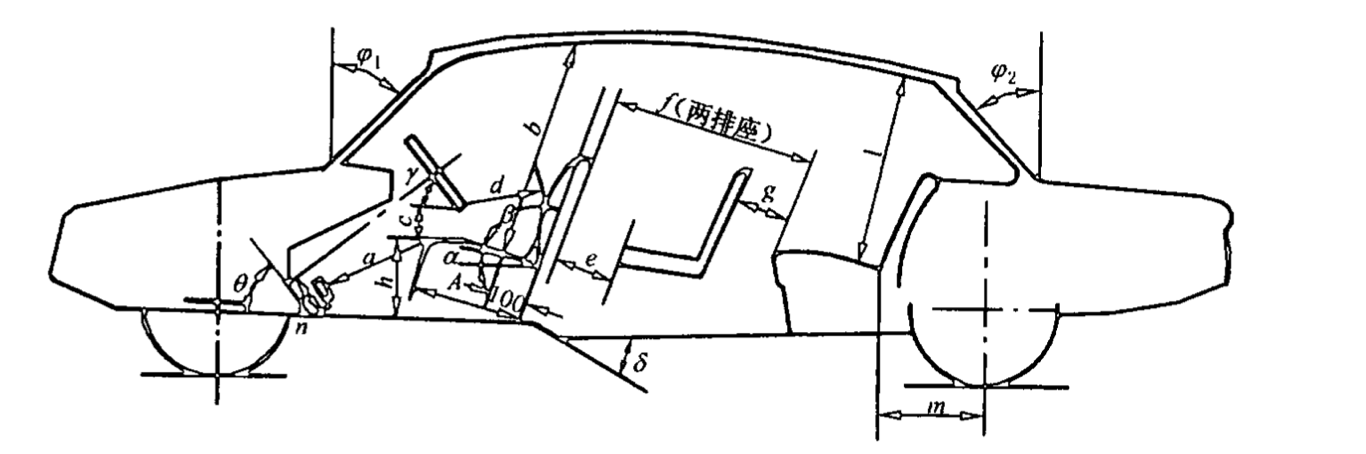
（5） 前方视野：GB 11562－1994

（6） 脚踏板：GB/T 13053－1991

（7） 头部空间、上下车方便性：SAE J 1100

总布置图视图：侧视图、俯视图、前视图、后视图。其中前视图、后视图各绘制一半，组成一个整视图。

在整车方案和主要技术参数初步确定后，可以给总成下达技术设计任务书，以便根据相关数据和要求，协调统一的进行各总成的方案设计，最终能使总成的方案能更好地适应和满足整车的使用要求和性能的发挥。特别是全新车型的开发，整车与总成的布置设计要同时进行，逐步完善，最后达到总成方案（基本）合理并能适应和满足整车的性能和布置要求。

图 4.4 轿车车厢主要尺寸布置

部分轿车车厢内部尺寸取值范围

表 4.5 车厢尺寸范围

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 车型 | a | b | c | d | e | f | g | h | l |
| 中级 | 420~500 | 920~960 | 180~200 | 350~380 | - | 180~350 | - | 300~360 | 900~930 |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 车型 | n | A | α | β | γ | δ | θ | Φ1 | Φ2 |
| 中级 | ≥300 | 450～500 | 15° | 96° | 55°～70° | 10°～15° | 40°～60° | 40°～55° | 40°～65° |

## 车身总布置设计

在车头或驾驶室里面布置发动机，散热装置，再布置前轮，正确处理相互间的位置关系，特别要注意以下几个问题：

1）车头高度应尽量低，特别是前端低，可以增加视野；

2）车头或驾驶室的翻转及其发动机的装拆和接近性问题；

3）通风与散热要好；

4）前轮跳动与翼子板的间隙。

## 发动机总布置设计

对于发动机总成的外型及附件的布置，首先应保证工作可靠,布置基本合理,并能满足整车布置的需要和整车性能的发挥，因此要求发动机总布置完成以下主要工作：

1）各附件的选择应保证可靠，整机布置基本合理，并能适合整车布置的

需要；

2） 初步确定发动机的外特性曲线图，并保证前面初点的发动机最大功率，扭距及共转速的要求，以便给传动系设计提供数据；

3）发动机悬置方案的选择和布置应保证发动机振动最小；

4）发动机进、排气歧管的布置，尽量保证进排气口的连管的方便性和通畅性。

在车身和发动机总布置的设计过程中,整车总布置要随时了解情况,及时发现问题并进行协调,以确保两个总成的布置和设计合理，发动机仓的通风散热，隔音隔热良好，发动机与车身的振动小，各处间隙合理，地板总成，零部件的工艺性合理，并有足够的刚度，发动机接近性好，维修保养方便，同时还要保证驾驶室内有舒适的环境，足够的工作空间。

## 转向节、车轮与前制动器的布置设计

1）保证主销中心（等角速万向节中心）到车轮中心 距离最小；

2）选取合适的主销内倾角；

3）转向横拉杆与下节臂连接环头拆装的方便性；

4）前轮最大转角极限位。

# 运动校核

在进行汽车总布置设计时,要对各相对运动部件或零件的运动轨迹进行校核，以防止运动干涉,保证必要的运动间隙。例如：要校核前轮跳动（转向时）的运动轨迹和所需空间，前轮与翼子板，前轮与纵拉杆（转向拉杆与悬架共同工作校核图），前桥（轴）校核，油底壳与横拉杆的关系，前转向轴和相关部件的关系，后轴和传动轴的跳动图及后轴和车箱地板，车架，板簧，轮胎侧隙等。

# 设计总结

对于这次并联式混合动力汽车的设计任务，我们认为主要是要学会和理解掌握汽车的一般设计过程。我们通过课程已经学习了关于汽车的基本设计，但是设计任务是混合动力汽车的设计，这使得许多设计过程充满了难度，不但设计方法不同，更重要的所需的资料、信息、数据很少，所以从一开始我们就只有借助课外资料、图书以及大量的通过上网搜集资料信息数据。在搜集到这些数据资料之后我们又花了大力气进行整理和分析，因为在设计车型时我们主要以此为设计参考。整个设计任务从开始的搜集信息了解，再到车型分析对比，这些都主要是借助网络来完成。虽然我们所学习和使用的仅仅是很少很浅的一部分，但这些内容是接触和深入学习这些知识的基础。

参数确定是计算的重点，即车辆的技术参数的选择和确定，但这一部分我们遇到了很大的阻力，因为在设计和计算时，需求明确的数据，但这些数据很难获得。即使在网上搜到也是收费的，最后我们只能以有限的参考资料进行参数设计。在总成选择时也只能参考现有车型进行选择，所有的这些都只是概念层面的。

不管怎么说我们从最初搜集信息到车型对比分析、参数设计、总成选择，这些一步步的设计流程是大致符合车辆设计过程的，通过这次的设计练习我们对这一汽车设计有了全面又深刻的认识，以及对如何有效利用网络资源搜集信息数据都有了新的认识。这些都是我们的收获。最后要感谢指导老师在毕设整个阶段对我的帮助和指导。

# 致 谢

本文是在老师教授的悉心指导下完成的。在短短的三个月的本科毕业设计阶段，老师以其宽广渊博的学识和严谨求实的科研作风对我言传身教，使我受益匪浅；同时为我的学习和研究工作提供了各种有利的条件，使我能够不断取得学业上的进步和学术水平的提高。在论文完成之际，我要向多年来培养我的老师表示衷心的感谢，并致以崇高的敬意!在课题的研究过程中还得到了其他老师的帮助和指导，他们为我做的论文提供了极大的帮助!

参 考 文 献

[1] 邓亚东,高海鸥,王仲范.  [并联式混合动力电动汽车控制策略研究](http://www.cnki.net/kcms/detail/detail.aspx?filename=WSDD200403033&dbcode=CJFQ&dbname=CJFD2004&v=)[J]. 武汉大学学报(工学版). 2004(03). 140-144

[2] 衣鹏,舒涛,宋国辉.  [并联式液驱混合动力汽车系统建模与节油分析](http://www.cnki.net/kcms/detail/detail.aspx?filename=JMDB201304003&dbcode=CJFQ&dbname=CJFD2013&v=)[J]. 佳木斯大学学报(自然科学版). 2013(04). 486-489

[3] 张辉,尹安东,赵韩.  [基于超级电容的并联式混合动力公交车研究](http://www.cnki.net/kcms/detail/detail.aspx?filename=QCKJ201003011&dbcode=CJFQ&dbname=CJFD2010&v=)[J]. 汽车科技. 2010(03). 38-41

[4] 张凤格,杨赟.  [并联式混合动力汽车控制策略分析](http://www.cnki.net/kcms/detail/detail.aspx?filename=SDLG201006005&dbcode=CJFQ&dbname=CJFD2010&v=)[J]. 农业装备与车辆工程. 2010(06). 10-12

[5] 陆渊,许思传,陆玉佩.  [并联式混合动力汽车控制策略研究与仿真](http://www.cnki.net/kcms/detail/detail.aspx?filename=SHQC200704004&dbcode=CJFQ&dbname=cjfd2007&v=)[J]. 上海汽车. 2007(04). 8-24

[6] 高爱云,付主木.  [并联式混合动力汽车的建模和仿真](http://www.cnki.net/kcms/detail/detail.aspx?filename=JSYZ200707034&dbcode=CJFQ&dbname=cjfd2007&v=)[J]. 机械设计与制造. 2007(07) 77-79

[7] 蒋洪平,过磊.  [并联式混合动力汽车模糊逻辑控制策略的研究](http://www.cnki.net/kcms/detail/detail.aspx?filename=GXJX201311004&dbcode=CJFQ&dbname=CJFD2013&v=)[J]. 装备制造技术. 2013(11). 7-13

[8] 申爱玲,袁文华,左青松,伏军.  [并联式混合动力逻辑门限控制参数智能优化](http://www.cnki.net/kcms/detail/detail.aspx?filename=ZNGD201211023&dbcode=CJFQ&dbname=CJFD2012&v=)[J]. 中南大学学报(自然科学版). 2012(11). 4307-4312

[9] 牛晶,逯玉林.  [并联式混合动力汽车能量控制系统仿真研究](http://www.cnki.net/kcms/detail/detail.aspx?filename=ZNQY201106004&dbcode=CJFQ&dbname=CJFD2011&v=)[J]. 公路与汽运. 2011(06). 14-18

[10] 王爱华.  [并联式混合动力车能量控制策略设计(英文)](http://www.cnki.net/kcms/detail/detail.aspx?filename=NJHY200902007&dbcode=CJFQ&dbname=CJFD2009&v=)[J]. Transactions of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics. 2009(02). 108-113

[11] 杨妙梁.  [新型宝马Active Hybrid 7混合动力车](http://www.cnki.net/kcms/detail/detail.aspx?filename=QCPJ201002016&dbcode=CJFQ&dbname=CJFD2010&v=)[J]. 汽车与配件. 2010(02). 38-40

[12] 伊海霞,杨正林,蒋元广,吴海啸.  [并联混合动力汽车动力系统匹配与控制研究](http://www.cnki.net/kcms/detail/detail.aspx?filename=JSYZ201006046&dbcode=CJFQ&dbname=CJFD2010&v=)[J]. 机械设计与制造. 2010(06). 103-105

[13] 郑维,崔淑梅.  [并联混合动力汽车用感应电机的参数匹配与整车性能的研究](http://www.cnki.net/kcms/detail/detail.aspx?filename=WDJZ201005002&dbcode=CJFQ&dbname=CJFD2010&v=)[J]. 微电机. 2010(05). 1-18

[14] 徐寅,陈东.  [新型混联式混合动力轿车驱动系统设计](http://www.cnki.net/kcms/detail/detail.aspx?filename=QCGC201006008&dbcode=CJFQ&dbname=CJFD2010&v=)[J]. 汽车工程. 2010(06) 502-504

[15] 秦孔建,陈海峰,方茂东,张春龙.  [插电式混合动力电动汽车排放和能耗评价方法研究](http://www.cnki.net/kcms/detail/detail.aspx?filename=QCJS201007004&dbcode=CJFQ&dbname=CJFD2010&v=)[J]. 汽车技术. 2010(07) 11-16

[16] 明轩.  [丰田普锐斯插电式混合动力车](http://www.cnki.net/kcms/detail/detail.aspx?filename=QCPJ201035015&dbcode=CJFQ&dbname=CJFD2010&v=)[J]. 汽车与配件. 2010(35) 44-46

[17] Tulpule P, Marano V, Rizzoni G. Effects of Different PHEV Control Strategies on Vehicle Performance[C]. (2009) 3950-3955