

本資料來自網絡僅供參考使用，有涉及版權請來信告知刪除處理！

发动机的选择

一、发动机形式的选择

当前汽车上使用的发动机仍然是以往复式内燃机为主。它分为汽油机、柴油机两类。与汽油机比较，柴油机具有较好的燃油经济性，使用成本低，在相同的续驶里程内，可以设置容积小些的油箱。柴油机压缩比可以达到 15~23，而汽油机一般控制在 8~10；柴油机热效率高达 38%，而汽油机为 30%；柴油机工作可靠，寿命长，排污量少。

柴油机的主要缺点是：由于提高了压缩比，要求活塞和缸盖的间隙尽可能小，加工精度比汽油机要求更高；因自燃产生的爆发压力很大，因此要求柴油机各部分的结构强度比汽油机主要用于货车、大型客车上。随着发动机技术的进步，轻型车和轿车用柴油机有日益增多的趋势。

根据发动机气缸排列形式不同，发动机有直列、水平对置和 V 型三种。气缸直列式排列具有结构简单、宽度窄、布置方便等优点。但当发动机缸数多时，长度尺寸过长，在汽车上布置困难，因此直列式适用于 6 缸以下的发动机。此外，直列式还有高度尺寸大的缺点。

与直列发动机比较，V 型发动机具有长度尺寸短因而曲轴刚度得到提高，高度尺寸小，发动机系列多等优点。其主要缺点是用于平头车时，因发动机宽而布置上较为困难，造价高。水平对置式发动机的主要优点是平衡好，高度低。V 型发动机主要用于中、高级和高级轿车以及重型货车上，水平对置式发动机在少量大客车上得到应用。

根据发动机冷却方式不同，发动机分为水冷与风冷两种。大部分汽车用水冷发动机，因为它具有冷却均匀可靠、散热良好、噪声小和能解决车内供暖问题，以及加大散热器面积后，能较好适应发动机增压后散热的需要等优点。水冷发动机的主要缺点是冷却系结构复杂；使用与维修不方便；冷却性能受环境温度影响较大，夏季冷却水容易过热，冬季又容易过冷，并且在室外存放，水结冰后能冻坏气缸缸体和散热器。

当选用尺寸和质量小的发动机时，不仅有利于汽车小型化、轻量化，同时在保证车厢内部有足够空间的条件下，还能节约燃料。

由于天然气资源充足，在今后一个阶段内天然气汽车将得到应用。无排气公害、无噪音的电动汽车，是理想的低污染车，在解决高能蓄电池和降低成本后会在汽车上得到推广使用。太阳能汽车也是理想的低污染汽车，目前还未达到商品化阶段。

二、发动机主要性能指标的选择

1. 发动机最大功率 $P_{e\max}$ 和相应转速 n_p

根据所需要的最高车速 $v_{a\max}$ (km/h)，用下式估算发动机最大功率

$$P_{e\max} = \frac{1}{\eta_T} \left(\frac{m_a g f_r}{3600} v_{a\max} + \frac{C_D A}{76140} v_{a\max}^3 \right) \quad (1-1)$$

式中， $v_{a\max}$ 为发动机最大功率 (kW)； η_T 为传动系效率，对驱动桥用单级主减速器的 4×2 汽车可取为 90%； m_a 为汽车总质量 (kg)； g 为重力加速度 (m/s²)； f_r 为滚动阻力系数，对轿车 $f_r = 0.0165 \times [1 + 0.01(2J_a - 50)]$ ，对货车取 0.02，矿用自卸车取 0.03， v_a 用最高车速代入； C_D 为空气阻力系数，轿车取 0.30~0.35，货车取 0.80~1.00，大客车取 0.60~0.70； A 为汽车正面投影面积 (m²)； $v_{a\max}$ 为最高车速。

参专同级汽车的比功率统计值，然后选定新设计汽车的比功率值，并乘以汽车总放目，也可以求得所需的最大功率值。

最大功率转速 n_p 的范围如下：汽油机的 n_p 在 3000~7000r/min，因轿车最高 n_p 值多在 4000r/min 以上，轻型货车的 n_p 值在 4000~5000r/min 之间，中型货车更低些。柴油机的 n_p 值在 1800~4000r/min 之间，轿车和轻型货车用高速柴油机，取在 3200~4000r/min 之间，重型货车用柴油机的 n_p 值取得低。

2. 发动机最大转矩 T_{\max} 及相应转速 n_T

用下式计算确定 $T_{e\max}$

$$T_{e\max} = 9549 \frac{\alpha P_{e\max}}{n_p} \quad (1-2)$$

式中, T_{\max} 为最大扭矩(N·m); α 为转矩适应性系数, 一般在 1.1~1.3 之间选取; $P_{e\max}$ 为发动机最大功率(kW); n_p 为最大功率转速(r/min)。

要求 n_p/n_T 在 1.4~2.0 之间选取。

三、发动机的悬置

汽车是多自由度的振动体, 并受到各种振源的作用而发生振动。发动机就是振源之一。发动机是通过悬置元件安装在车架上。悬置元件既是弹性元件又是减振装置, 其特性直接关系到发动机振动向车体的传递, 并影响整车的振动与噪声。合理的悬置不但可以减小振动、降低噪声以改善乘坐舒适性, 还能提高零部件和整车寿命。因此, 发动机的悬置设计越来越受到设计者的重视。

发动机悬置应满足下述要求: 因悬置元件要承受动力总成的质量, 为使其不产生过大的静位移而影响工作, 因此要求悬置元件刚度大些为好; 发动机本身的激励以及来自路面的激励都经过悬置元件来传递, 因此又要求悬置元件有良好的隔振性能; 因发动机工作频带宽, 大约在 10~500Hz 范围内, 要求悬置元件有减振降噪功能, 并要求悬置元件工作在低频大振幅时(如发动机怠速状态)提供大的阻尼特性, 而在高频低幅振动激励下提供低的动刚度特性, 以衰减高频噪声; 悬置元件还应当满足耐机械疲劳、橡胶材料的热稳定性及抗腐蚀能力等方面的要求。

传统的橡胶悬置由金属板件和橡胶组成, 见图 1-5。

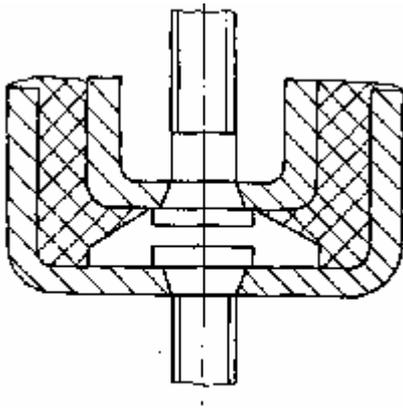


图 1-5 橡胶悬置结构图

其特点是结构简单, 制造成本低, 但动刚度和阻尼损失角 θ (阻尼损失角越大表明悬置元件提供的阻尼越大) 的特性曲线基本上不随激励频率变化, 如图 1-6 所示。

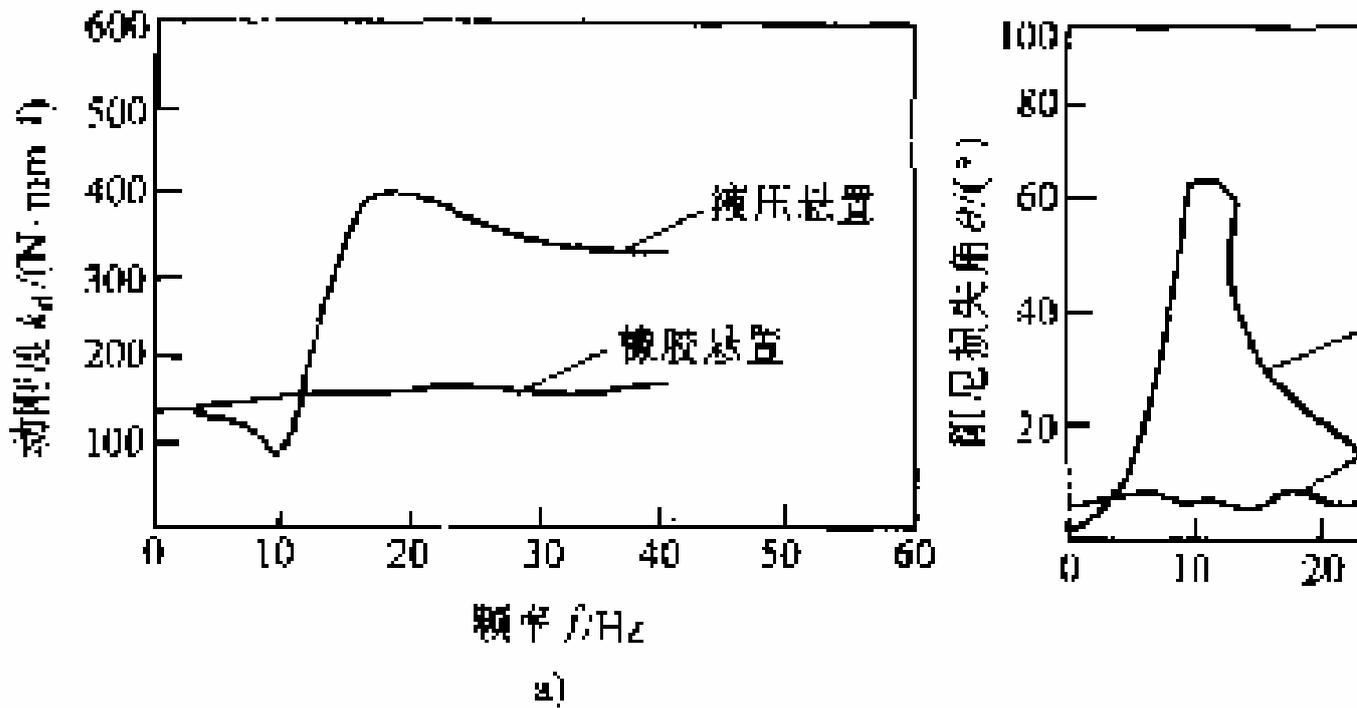


图 1-6 橡胶悬置和液压悬置动特性

a) 动刚度曲线 b) 阻尼损失角曲线

液压阻尼式橡胶悬置(以下简称液压悬置)的动刚度及阻尼损失角有很强的变频特性,见图 1-6。从图 1-6a 看到,液压悬置的动刚度在 10Hz 左右达到最小,在 20Hz 左右达到最大,而后开始下降;在频率超过 30Hz 以后趋于平稳。图 1-6b 表明液压悬置阻尼损失角在 5~25Hz 范围内比较大,这一特性对于衰减发动机怠速频段内(一般为 20~25Hz)的大幅振动十分有利。

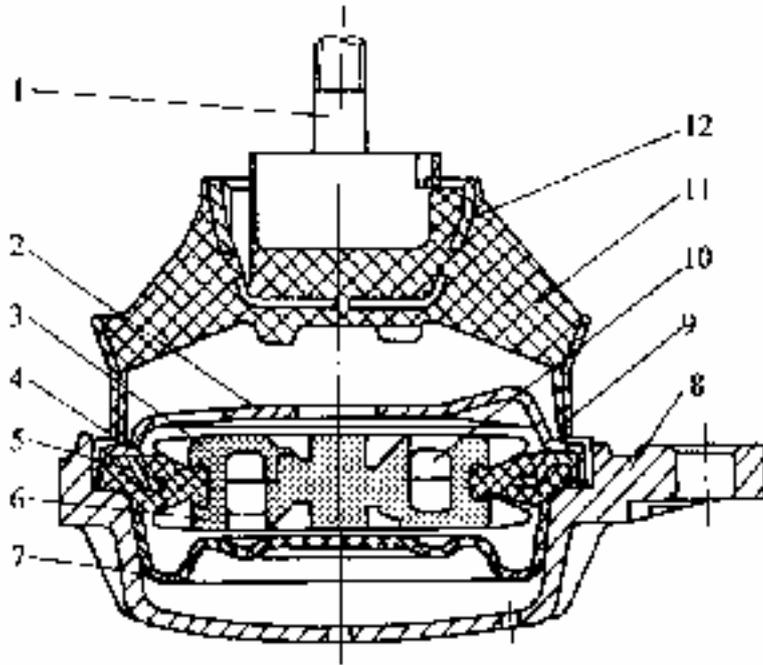


图 1-7 液压悬置结构简图

- 1 螺纹联接杆 2 限位挡板 3 上惯性通道体
 4—橡胶膜 5—盘状加强圈 6—下惯性通道体
 7—橡胶底膜 8—底座 9—橡胶主簧座
 10—惯性通道体 11—橡胶主簧 12—金属骨架

图 1—7 所示为液压悬置结构简图，图中螺纹联接杆 1 与发动机支承臂联接，底座 8 的螺孔与车身联接，液压悬置主要由橡胶主簧 11、惯性通道体 10、橡胶底膜 7 和底座 8 构成。惯性通道体把液压悬置分为上、下两个液室，内部充满液体。由具有节流孔的惯性通道体连通上下两个液室。通常下室体积刚度比上室低。当经发动机支承臂传至螺纹联接杆的载荷发生变化时，上室内的压力跟随变化。如果上室液体受到压缩，则液体经节流孔流入下室；当上室受到的压力解除后，液体又流回上室。液体经节流孔上、下流动过程中产生的阻尼吸收了振动能量，减轻了发动机振动向车身(架)的传递，起到隔振作用。

液压悬置目前在轿车上得到比较广泛的应用。

发动机前悬置点应布置在动力总成质心附近，支座应尽可能宽些并布置在排气管之前。