

# 独立悬架设计规范

设计：屈亚洲	校对：	审核：	批准：
--------	-----	-----	-----

## 目录

1 悬架概述.....	1
2 悬架设计的要求.....	1
3 悬架设计流程.....	2
4 悬架设计输入条件.....	3
5 悬架结构选型.....	3
5.1 悬架分类.....	3
5.2 独立悬架结构选型.....	4
5.2.1 麦弗逊式独立悬架.....	4
5.2.2 双横臂式独立悬架.....	4
5.2.3 托臂扭转梁式半独立悬架.....	5
6 四轮定位.....	6
6.1 外倾角.....	6
6.2 主销后倾角.....	7
6.3 主销内倾角.....	9
6.4 主销偏移距.....	10
6.5 前束.....	10
7 汽车平顺性参数计算.....	11
7.1 悬架频率计算.....	11
7.1.1 悬架质量与非悬架质量.....	11
7.1.2 悬架质量分配系数.....	11
7.1.3 单质量系统的振动.....	13
7.1.4 悬架频率的选择.....	14
7.1.5 非悬架质量的频率.....	15
7.1.6 悬架频率计算.....	15
7.1.6.1 麦弗逊式独立悬架偏频计算.....	15
7.1.6.2 双横臂式独立悬架偏频计算.....	16
7.2 前后悬架静挠度和动挠度的选择.....	17
7.2.1 前后悬架静挠度的选择.....	17
7.2.2 前后悬架动挠度的选择.....	17
7.3 悬架弹性特性.....	18
8 汽车操作稳定性参数计算.....	19
8.1 稳态响应和瞬态响应.....	19
8.1.1 稳态响应.....	19
8.1.2 瞬态响应.....	20
8.2 悬架的侧倾特性.....	20
8.2.1 悬架侧倾中心.....	21
8.2.2 侧倾角刚度的计算.....	23
8.2.2.1 麦弗逊式独立悬架侧倾角刚度的计算.....	23
8.2.2.2 双横臂式独立悬架侧倾角刚度计算.....	24
8.2.3 侧倾角刚度在前后悬架上的分配.....	24
9 弹性元件的设计计算.....	25
10 导向机构的设计计算.....	27

10.1 对前独立悬架导向机构的要求.....	27
10.2 对后独立悬架导向机构的要求.....	28
10.3 悬架的抗制动点头、抗加速仰头性能计算.....	28
11 减振器的设计计算.....	31
11.1 减振器的工作特性.....	31
11.2 减振器的性能.....	31
11.3 相对阻尼系数 $\psi$ 的选择.....	32
11.4 减振器阻尼系数 k 的计算.....	33
11.4.1 麦弗逊式独立悬架减振器阻尼系数的计算.....	33
11.4.2 双横臂式独立悬架减振器阻尼系数的计算.....	33
11.5 减振器最大卸荷力的计算.....	34
11.5.1 麦弗逊式独立悬架减振器最大卸荷力的计算.....	34
11.5.2 双横臂式独立悬架减振器最大卸荷力的计算.....	34
11.6 减振器主要尺寸的计算.....	34
12 稳定杆的设计计算.....	35
13 动态仿真.....	37
14 样机试验.....	37
14.1 汽车操纵稳定性试验.....	37
14.2 汽车平顺性试验.....	37

## 1 悬架概述

悬架是现代汽车的一个重要组成部分，它把车架（或车身）与车轮弹性的连接起来，其主要任务是在车轮和车架（或车身）之间传递所有的力和力矩，缓和由路面不平传给车架（或车身）的冲击载荷，衰减由此引起的承载系统的振动，控制车轮的运动规律，以保证汽车具有需要的平顺性和操作稳定性。

悬架主要是由弹性元件、导向机构、减震器和横向稳定杆组成。其位置如图 1 所示：



图 1 轿车悬架

## 2 悬架设计的要求

汽车悬架设计应该满足如下要求：

(1) 保证汽车具有良好的行驶平顺性。使悬架具有合适的刚度，保证汽车具有合适的偏频；具有合适的减震性能（有合适的阻尼特性），与悬架的弹性特性匹配，减小车身和车轮在共振区的振幅，快速衰减振动；悬下质量小。

(2) 保证汽车具有良好的操作稳定性。使汽车具有一定的不足转向特性；转向时车身的侧倾角较小（侧向加速度为  $0.4g$  时，轿车的侧倾角一般要求为  $3^{\circ} \sim 5^{\circ}$ ）；在车轮跳动时，使车轮定位参数具有合适的变化规律，使轮胎磨损小。

(3) 汽车制动和加速时保证车身具有较小的俯仰角位移。

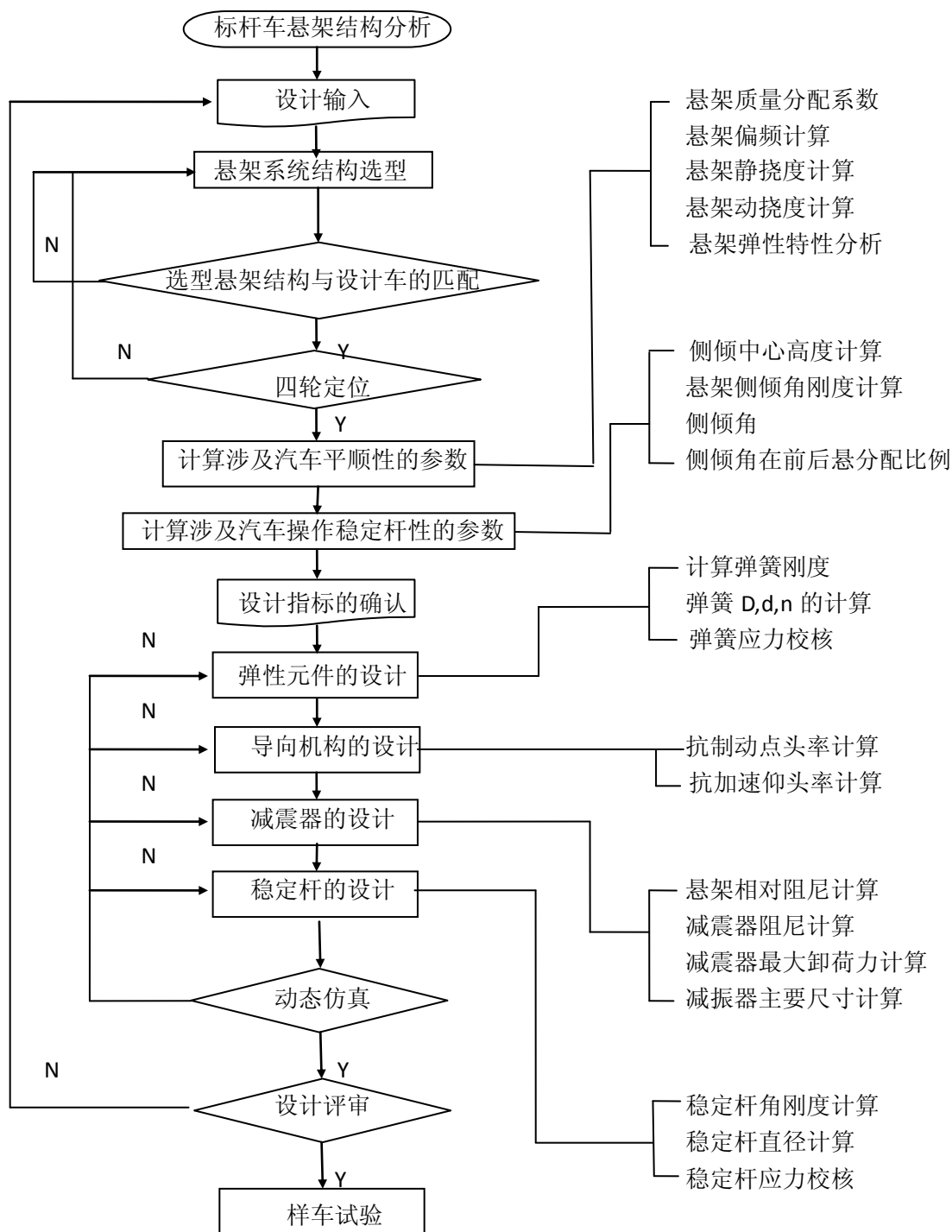
(4) 能够可靠的传递车架（或车身）与车轮之间的所有力和力矩。零部件质量轻，并且具有足够的强度，刚度和寿命。

(5) 结构紧凑，占据空间小。

(6) 制造和维护成本低。

### 3 悬架设计流程

悬架设计主要是满足汽车的平顺性和操作稳定性的要求，汽车悬架设计一般流程如下：



## 4 悬架设计输入条件

悬架设计输入参数如下表 1 示：

表 1 悬架设计输入条件

项目		布置参数
质心高度(mm)	空载	
	设计	
	满载	
前轮轮距(mm)		
后轮轮距(mm)		
轴距(mm)		
空载质量(kg)		
满载质量(kg)		
前轴轴荷(kg)	空载	
	设计	
	满载	
后轴轴荷(kg)	空载	
	设计	
	满载	
前悬架非悬架质量(kg)		
后悬架非悬架质量(kg)		

## 5 悬架结构选型

### 5.1 悬架分类

汽车悬架可分为两大类，即非独立悬架与独立悬架。

非独立悬架的特点是同一个车桥上的左右车轮安装在同一个刚性车轴上，该刚性车轴通过悬架（导向机构和弹性元件）与车架（或车身）相连。

独立悬架的特点是左、右两车轮之间各自“独立”地与车架或车身相联，构成断开式车桥，当单边车轮驶过凸起时，不会影响到另一侧车轮。

本文将着重研究独立悬架，独立悬架的优点有：

（1）非悬挂质量小，悬架所受到并传给车身的冲击载荷小，有利于提高汽车的行驶平顺性及轮胎接地性能；

（2）左右车轮的跳动没有直接的相互影响，可减少车身的倾斜和振动；

（3）占用横向空间小，便于发动机布置可以降低发动机的安装位置，从而降低汽车质心位置，有利于提高汽车行驶稳定性；

（4）易于实现驱动轮转向；

（5）通过适当设计悬架的导向机构，可以更准确地控制车轮的运动轨迹；

（6）有助于降低发生车轮摆振的可能性；

（7）具有更好的抗侧倾能力。

独立悬架的缺点：结构复杂，成本高，维修不方便。

## 5.2 独立悬架结构选型

随着社会的发展，独立悬架已在现代轿车上得到广泛的应用，目前主流的独立悬架有麦弗逊式独立悬架，双横臂式独立悬架，托臂扭转梁式悬架。下面将对其进行介绍：

### 5.2.1 麦弗逊式独立悬架

目前大部分轿车的前悬架都是麦弗逊式独立悬架，其结构如图 2：

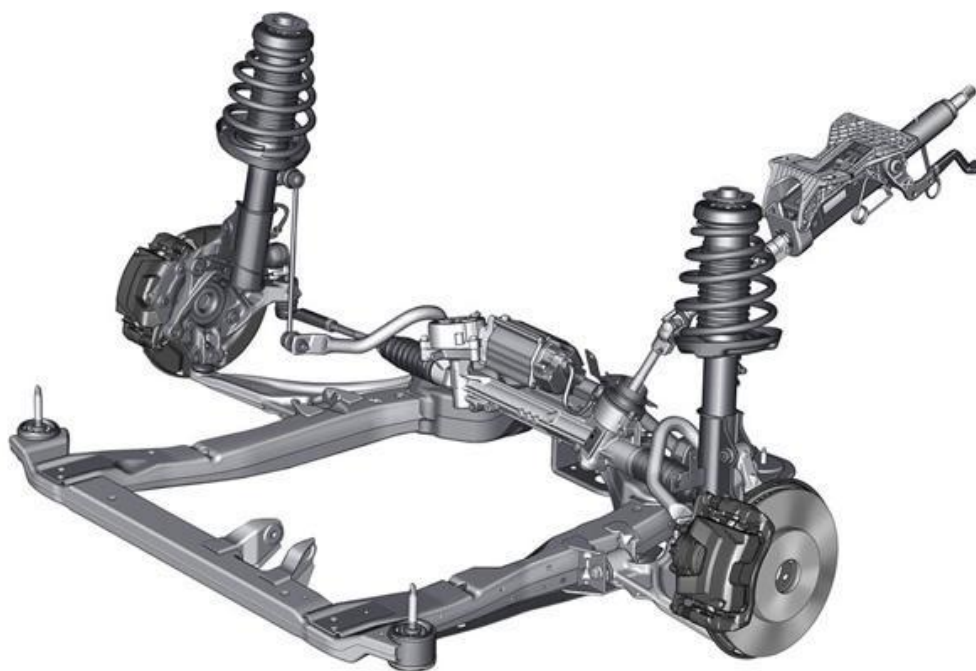


图 2 麦弗逊式独立悬架

其主要优点有：

- (1) 结构紧凑，占据的空间小，从而有利于加宽发动机舱；
- (2) 使汽车易于安装横置发动机；
- (3) 在立柱与车身的连接点、下摆臂与副车架的铰链点上的受力比较小。

其缺点有：

- (1) 随着悬架上下跳，侧倾中心的变化比较大，而且在压缩行程时，其车轮负外倾角增大，但速率较小，不太理想；
- (2) 把力和振动传递给轮罩内侧板，从而传到汽车前部，有比较难隔离的道路噪声。隔离噪声的主要措施是在各铰链点中采用解耦橡胶件；
- (3) 在活塞杆与其在减震器上端的导管之间作用有较大的侧向力和摩擦力，它们会降低弹簧的缓冲作用；
- (4) 前轴对轮胎的不平衡度和径向跳动比较敏感。

### 5.2.2 双横臂式独立悬架

双横臂式独立悬架已经广泛应用于中高级轿车的前悬架，其在高级越野车上也得到了广泛的应用，其结构如下图 3 所示：

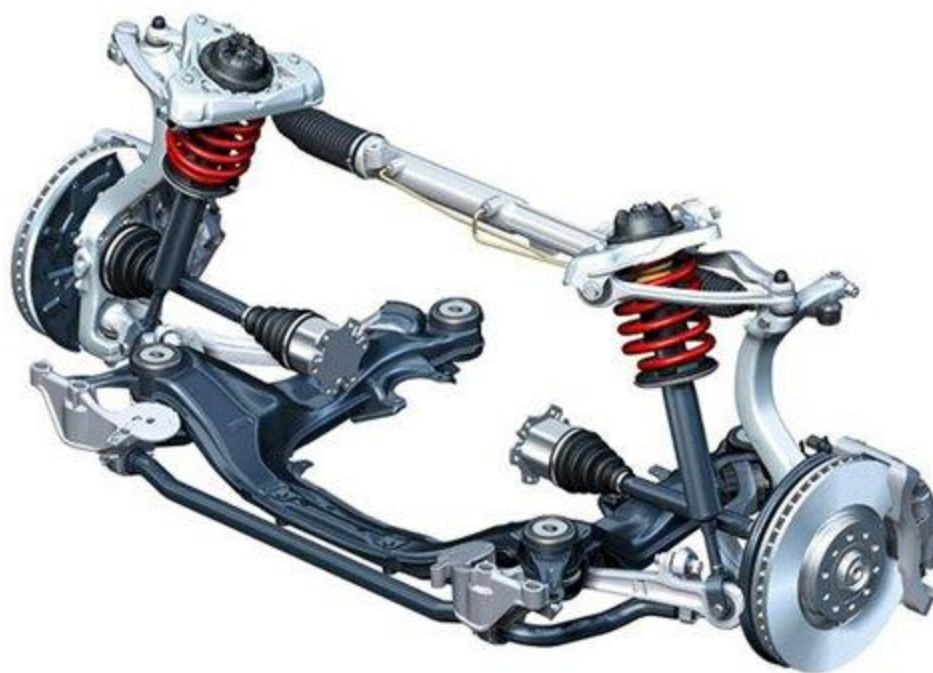


图 3 双横臂式独立悬架

其主要优点有：

- (1) 横向刚度大，可以承受较大的侧向力；
- (2) 能精确的设定定位参数且外倾角，内倾角，前束是可调的；
- (3) 通过布置上摆臂的安装角度，可实现抗冲击和抗制动前仰后合的特性；
- (4) 双横臂式独立悬架的上下摆臂处铰接点多，且安装有橡胶衬套，有助于减少冲击载荷，振动和噪声；
- (5) 其上下摆臂转轴中安装的橡胶衬套可以减小车轮的干涉转向；
- (6) 在悬架上跳时，车轮的外倾角向负的方向变化的速率比麦弗逊式独立悬架变化的要快，其对转向行驶，车身发生侧倾时使外侧车轮保持负的外倾角是有利的。

其缺点主要是：

- (1) 双横臂式独立悬架占据的空间比麦弗逊式独立悬架大，其上下摆臂与车架（或车身）铰接点的受力比较大，期间的橡胶衬套容易损坏；
- (2) 制造成本较高。

### 5.2.3 托臂扭转梁式半独立悬架

托臂扭转梁式悬架也称扭转梁式悬架，复合式悬架，是介于单纵摆臂式独立悬架和刚性轴式非独立悬架之间的一种设计，其结构如下图 4：

其优点有：

- (1) 结构简单，零件少；
- (2) 易于拆、装；
- (3) 不占用垂向和横向空间；
- (4) 非悬架质量小；
- (5) 增加的可扭转的横梁承受了所有的垂向力及侧向力所产生的力矩，起部分或全部横向稳定杆的作用；

- (6) 转动中心同时也是纵倾中心；
- (7) 左右车轮在同步跳动或交叉跳动时，车轮外倾角，前束及轮距几乎无变化，汽车有良好的操作稳定性；
- (8) 有利于减小制动时车尾的太高。



图 4 托臂扭转梁式悬架

其缺点是：

- (1) 在侧向力作用下趋于过多转向；
- (2) 横梁及其与纵摆的连接结构对悬架性能影响大，其设计一般需要有限元分析进行性能，强度，刚度分析；
- (3) 焊缝处应力较大，从而使悬架的允许负荷受到强度的限制。

## 6 四轮定位

轿车的转向车轮、转向节（羊角）和前轴三者之间的安装具有一定的相对位置，叫做转向车轮定位，亦称前轮定位。前轮定位包括主销后倾角、主销内倾角、前轮外倾角、前轮前束、主销偏移距的内容。对后轮而言，同样存在安装的相对位置，称后轮定位。这样一来，前后轮定位总称四轮定位。

四轮定位的作用是使汽车保持稳定的直线行驶能力和转向轻便，并减少汽车在行驶中轮胎和转向机构零件的磨损。

当驾驶员感到转向沉重、发抖、跑偏、不正、无自动回正、轮胎单边磨损、波状磨损、块状磨损、偏磨以及驾驶感到发飘、颠簸、摆头；这时候就需要进行四轮定位了。

设计上汽车有两个重要的旋转轴：**转向车轮摆转时的假想的转向轴线和车轮滚动时的滚动轴，它们都是三度空间的轴。**主销后倾角和主销内倾角都是转向轴线的两度空间角度，外倾角和前束都是车轮滚动轴线的两度空间角度。调整定位角中的任何一个角度都会改变其他定位角，譬如改变前束角会变外倾角；改变后轮的前束角回导致前轮单轮的前束角改变等等。

### 6.1 外倾角

在汽车前视图中，车轮外倾角是车轮中心平面相对与地面垂直线的倾角。见下图 5：

外倾角的作用：

- (1) 零外倾角：无论正外倾角拟或负外倾角，由于车轮内、



外侧转动半径不一样，而车轮转速相同，势必造成车轮内外磨损不均匀。零外倾即可解决内外磨损不均匀。

图 5 车轮外倾角

(2) 正外倾角：

1、减低作用于转向节上的负载。

2、防止车轮滑脱：路面反作用力  $F$  可以分解为垂直于轴径轴线的力  $F_1$ ，及平行于轴径轴线的力  $F_2$ 。 $F_2$  迫使车轮向内，有助于消除转向杆系中的间隙，防止车轮从轴径滑脱。

3、减小转向操纵力：汽车转向是以转向轴线为中心，以偏置距为半径，向左右转动。由于轮胎的滚动阻力，大偏置距会产生较大的转向力矩，也就是说增加所需的操纵力。而由于正外倾角的存在，偏置距较小，从而减小了转向操纵力。

(3) 负外倾角：

独立悬架的缺点在于汽车做曲线行驶时，车轮随车身一起倾斜，即外轮向正外倾角方向变化，而外轮的法向负载也随之增加，根据弹性轮胎的力学理论及试验证明，轮胎的侧偏刚度将会降低，为了尽量降低其影响，以便做到转向特性的可控性，当代乘用车的前悬架常常设计成车轮上跳时，外倾角朝负值方向变化，而在下落时朝正值方向变化。示意图图 6 所示。

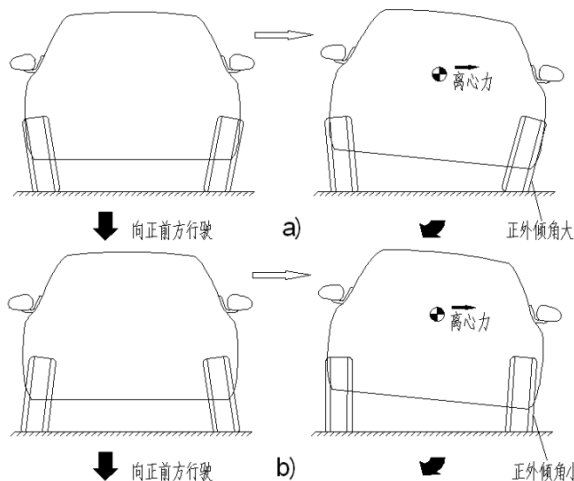


图 6 外倾角的变化示意

如图 6，当轿车高速转弯时，离心力增大，车身向外倾斜加大，产生更大的正外倾角，从而使外侧悬架超负载，加剧了外侧轮胎变形。外侧轮胎与地面接触处的内外滚动半径不同，外侧小于内侧，这不仅加剧了轮胎磨损，也会使转向性能降低。采用零或负外倾角，可使内外侧滚动半径相近，使轮胎内外侧磨损均匀。

(4) 现代轿车的外倾角一般在  $0^\circ$  或者  $+1^\circ$  以下的小角度，且大部分轿车的外倾角都是可调的，其左右公差  $\pm 30'$ 。而由于悬架和车桥比过去坚固，加上路面平坦，所以在设计状态下（前排 2 个 68Kg 的人，后排 1 个 68Kg 的人）采用正外倾角的轿车越来越少，而采用零或负外倾角的车越来越多，借以改善转弯时的稳定性和行驶的平顺性。但更大的负外倾角则加剧内侧胎肩的磨损，更大的正外倾角会使轮胎外侧胎肩磨损加剧。

## 6.2 主销后倾角

在汽车的侧视图中，主销后倾角是主销轴线（转向车轮的旋转轴线）相对于地面垂直线的倾角。见图 7：

主销后倾角的作用：

(1) 使转向车轮转向后能自动复位，保持直线行驶能力。

见图 8，作用在车轮上的地面垂直反作用力  $F_z$  与主销轴线在空间上相错，设距离为  $b$ ，将  $F_z$  分解为  $F_z'$  和  $F_z''$ ，其中  $F_z'$  与主销轴线



图 7 轮主销后倾角

平行， $F_z''$ 与 $F_z'$ 垂直，则 $F_z''$ 产生使车轮绕主销转动的力矩 $M_v$ ，其中左轮产生的转动力矩 $M_{YL} = F_z'' \cdot b_l$ ，右轮产生的转动力矩 $M_{YR} = F_z'' \cdot b_r$ ， $M_{YL}$ 有使左轮绕主销向右偏转的趋势， $M_{YR}$ 有使右轮绕主销向左偏转的趋势。由于左右车轮是通过转向梯形机构相联系的，所以若 $M_{YL}$ 与 $M_{YR}$ 大小相等，则相互抵消，行驶方向不会发生偏离，若 $M_{YL} > M_{YR}$ ，行驶方向将右偏转，若 $M_{YL} < M_{YR}$ ，行驶方向将向左偏转。

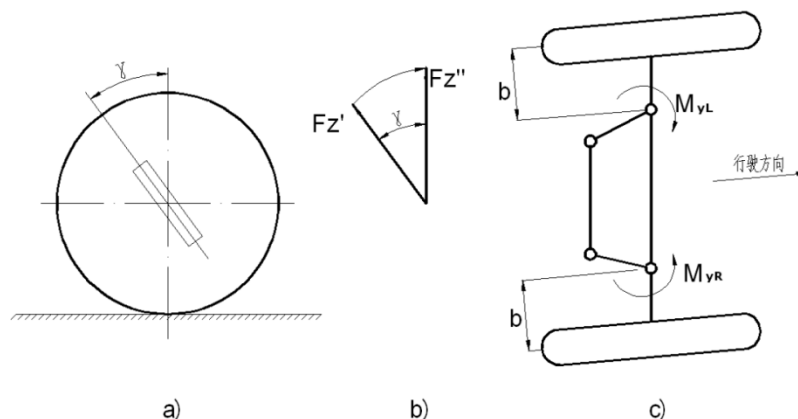


图8 主销后倾角产生的稳定力矩

(2) 使转向轻便。

见图9，正的主销后倾角的作用是使主销轴线与地面的交点B位于轮胎接地印记中心C之前，它们之间的距离a称为主销后倾拖距或机械拖距。汽车在转向时，转向车轮上作用有侧向力，引起弹性轮胎出现侧偏角。地面对轮胎作用的侧向力 $F_L$ 的作用点A位于轮胎的地面印迹中心C之后，A和C之间的距离称为轮胎拖距e。这时侧向力对主销的回正力矩 $A_T = F_L \cdot (a + e) = F_L \cdot \omega$ ，其中 $\omega$ 是总拖距， $\omega = a + e$ 。

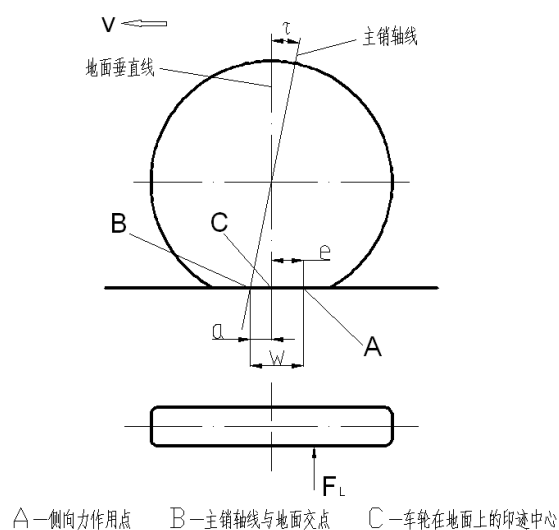


图9 主销后倾角作用原理

所以，由于这种机械拖距a的存在，加大了侧向力对主销轴线的回正力矩，这种回正力矩在汽车以高、中速行驶，且以较小的转向轮转向时效果较大。这种回正力矩的增大会增大

驾驶员转动转向盘的力即转向力。采用负的主销后倾角可以减小侧向力对主销的回正力矩，从而可以减小驾驶员的转向力。

在前轴负荷较大、没有采用动力转向的汽车上可以采用这种负的主销后倾角，以减小转向力。但是负的主销后倾角过大可能引起汽车的方向稳定性变差，以至驾驶员必须不断的转动方向盘进行方向修正才能维持直线行驶。

在前轴负荷较小，出现回正性能不良的情况，可以考虑采用较大的主销后倾角。但过大的主销后倾角会引起对侧向风的敏感性，使车顺着风的方向转向。

(3) 在现代装有子午线轮胎的车辆上，其主销后倾角在 $-1^{\circ} \sim +3^{\circ}$ 之间，公差 $\pm 30'$ ，左右轮差值不超过 $1^{\circ}$ 。如果主销后倾角过大，在汽车转向、车轮绕主销轴线转动时会引起车轮外倾角的变化，从而可能间接引起轮胎的磨损。另外汽车行驶时车轮会由于地面不平而受到交变的侧向力干扰。主销后倾角越大，这些侧向干扰力对主销的动态力矩就越大，从而对转向系统零件的动态载荷、使转向盘受到的冲击力就越大，可能引起轮胎摆振，噪声问题。

### 6.3 主销内倾角

在汽车前视图中，主销内倾角是前轮的旋转轴线（主销轴线）相对于地面垂直线的倾角。见图 10。

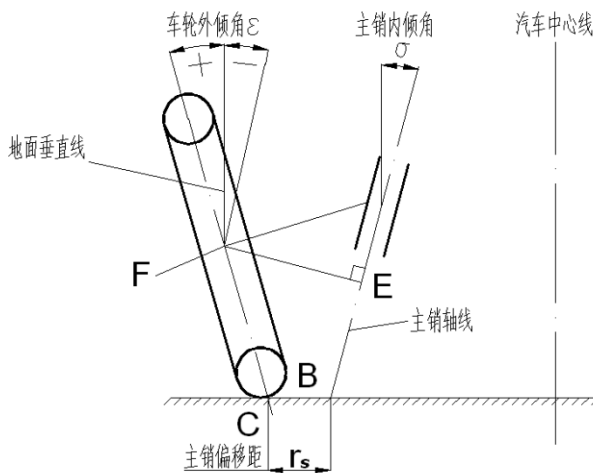


图 10 车轮主销内倾角

主销内倾角的作用：

(1) 使车轮在受外力偏离直线行驶时，前轮会自动回正。

见图 10 汽车直线行驶时的状态，F 点是车轮中心，E 点是车轮轴线与主销轴线的交点。当转向轮绕倾斜的主销轴线转动时，E 点位置不变，而从前视图（图 10）上看，车轮中心将沿着 F 点与 E 点的连线向 E 点移动，即其高度降低，使轮胎的接地点也降低。但在地面的约束下，轮胎的接地点的高度是不变的，反而将 E 点的高度升高，也就使转向节和汽车的前部升高，势能增大，有降低高度的趋势。这种趋势引起一个转向阻力矩，主销内倾角越大，这个转向阻力矩越大，而且车轮转角增大，这个阻力矩也增大。

(2) 主销内倾角也会引起转向时车轮外倾角的变化。

见图 10，随着车轮绕主销轴线的转动，由于主销内倾角造成的车轮外倾角总是向正的方向变化。所以主销内倾角的存在会使转向时内轮的正外倾角增大，从而增大轮胎外侧磨损，而对外轮有减小负的车轮外倾角的作用，从而减轻其轮胎内侧磨损。

(3) 主销内倾角在 $5^{\circ} \sim 14^{\circ}$ 之间（ $11^{\circ} \sim 14^{\circ} 30'$ ），左右车轮之间偏差最大为 $30'$ 。

## 6.4 主销偏移距

在汽车前视图中，主销偏移距是主销轴线与地面的交点和车轮中心线与地面交点之间的距离。主销偏移距有正负之分，如果主销轴线与地面的交点在车轮中心线与地面交点的内侧，则为正，反之为负。见图 10。

主销偏移距的作用：

(1) 当主销轴线与地面的交点和轮胎在地面上的印迹中心重合时，偏移距为零，这种转向称为中心点转向。见图 10，C 点与 B 点重合，制动力与驱动力对主销轴线无转矩作用，则停车转向时，车轮绕 C 点纯滑动，转向阻力大。这时，主销内倾角一般不小于  $10^\circ$ 。

(2) 采用负偏移距的优点是在一个轮胎放气或左右车轮上之制动力不相等时，具有抵抗汽车改变行驶方向的能力。而当偏移距为负时，必须采用较大的主销内倾角。

(3) 采用正偏移距时，不平衡的制动力引起的侧向力总的影晌是加剧汽车向右转向。

(4) 现代汽车主销偏移距一般在  $-18\sim+30\text{mm}$ 。主销偏移距的尺度一般不超过轮胎接地印迹宽度的一半，因为再增大其尺度也不会减小停车转向阻力，反而会增大地面冲击对转向盘的影响。

## 6.5 前束

在汽车的俯视图上，前束角是车轮中心线与汽车纵向对称轴线之间的夹角。见图 11。用数值表示见图 12。

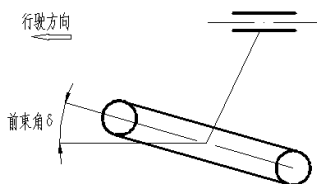


图 11 前束角

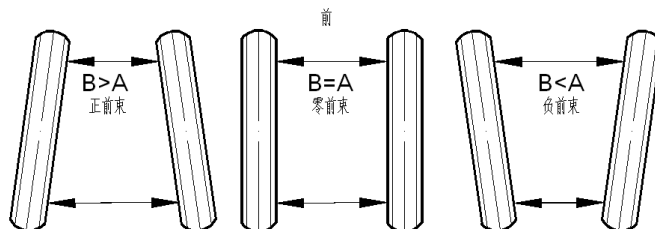


图 12 前束

前束的作用：因为车轮外倾角的作用使车轮滚动时产生“滚锥”效应，产生侧滑，会造成轮胎磨损。所以前束作用是消除由于外倾角所产生的轮胎侧滑。

(1) 在前轮不是驱动轮时，当主销偏移距为正时，应在车辆静止时设置正的前束；在主销偏移距为负时，应在车辆静止时设置负的前束。

(2) 在前轮是驱动轮时，当主销偏移距为正时，应在车辆静止时设置负的前束。这时因为当汽车行驶时，在前轮作用有地面驱动力（方向向前，非驱动轮方向向后），它使转向杆系发生变形，使前束向正的方向变化，设置负前束使其相互抵消，使两个前轮趋于相互平行。同理，当主销偏移距为负时，应在车辆静止时设置正的前束。

(3) 现代汽车，前束值一般在  $0\sim5\text{mm}$ ，公差为  $\pm 1\text{mm}$ ，一般前后前束都是可调的。过大的正前束会引起子午线轮胎外侧的异常磨损，而过大的负前束会引起子午线轮胎内侧异常磨损。

## 7 汽车平顺性参数计算

汽车平顺性是指在汽车行驶中，不平路面的冲击传给车身后引起三维振动；加、减速、制动、转向等操作都将会引起车身的垂直、纵向及横向振动。有时这种强烈的车身振动将迫使司机降低车速，同时也会加大动载荷，进一步引起零部件的磨损。因此，轿车在一般使用速度范围内行驶时，保证乘客不会因振动而导致不舒适感觉的性能，称之为轿车行驶平顺性。

### 7.1 悬架频率计算

#### 7.1.1 悬架质量与非悬架质量

轿车行驶平顺性的评价方法，通常根据振动对人体的生理反应来确定的。轿车是一个多质量的复杂的振动系统，车身通过悬架的弹性元件与车桥相连接，又通过具有弹性的轮胎与地面相接触，而发动机也通过橡胶悬置与车身相连。当它们承受外力作用时，轿车将产生极为复杂的振动。为便于了解及分析轿车的基本振动规律，将此复杂振动系统简化为两个质量的振动系统，即悬架质量（簧上质量） $M$  与非悬架质量（簧下质量） $m$  两部分组成。

**悬架质量（簧上质量） $M$**  是指由弹性元件所支撑的质量。例如车身及其内外饰件质量、乘员、燃料及辅料质量、动力总成及其附件质量、安装在车身上的底盘件质量等。

**非悬架质量（簧下质量） $m$**  是指不通过弹性元件所传递的那些质量。例如车轮及轮胎的质量、制动器总成质量、后轴质量等。然而，相连于  $M$  及  $m$  之间的元件质量，如弹性元件、导向机构杆件、减震器、转向横拉杆及传动轴等。通常要将它们重量的一半计入悬架质量，另一半计入非悬架质量中去。

#### 7.1.2 悬架质量分配系数

就悬架质量  $M$  而言，其振动具有六个自由度：即沿  $X$ 、 $Y$ 、 $Z$  轴作线性振动及绕此三个轴作角振动。见图 13。

根据研究，影响平顺性最大的振动是悬架质量  $M$  沿  $Z$  轴向的垂直振动和绕  $Y$  轴的纵向角振动。进一步将系统简化为如图 14 的 4 个自由度的平面模型。在此模型中，忽略轮胎的阻尼，同时将悬架质量  $M$  分解为在前、后轴上的悬架质量  $M_1$  及  $M_2$  以及重心  $C$  上的联系质量  $M_3$ ，这 3 个集中质量由无质量的刚性杆连接，它们之间应满足 3 个条件：  
总质量保持不变

$$M_1 + M_2 + M_3 = M$$

重心位置不变

$$M_1 \cdot a - M_2 \cdot b = 0$$

转动惯量值保持不变

$$M \cdot \rho_y^2 = M_1 \cdot a^2 + M_2 \cdot b^2$$

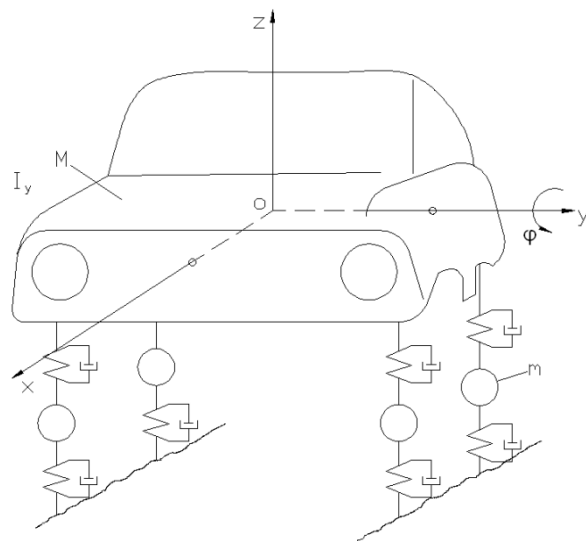


图 13 四轮汽车简化模型

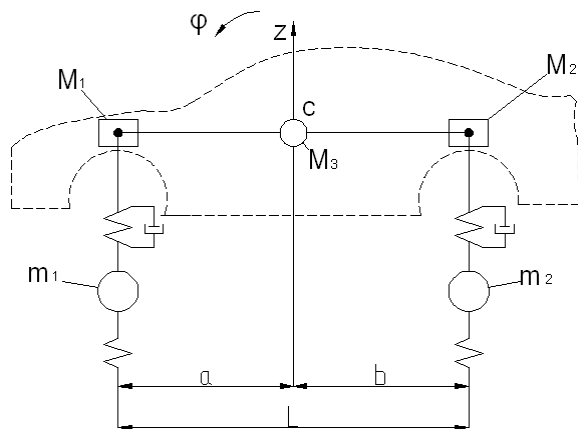


图 14 四自由度振动模型

解此 3 个方程后得出：

$$M_1 = M \cdot \frac{\rho_y^2}{aL} \quad (7-1)$$

$$M_2 = M \cdot \frac{\rho_y^2}{bL} \quad (7-2)$$

$$M_3 = M \cdot \left(1 - \frac{\rho_y^2}{ab}\right) \quad (7-3)$$

式中：

$\rho_y$  绕横轴 Y 的回转半径

a, b 车身质心至前、后轴的距离

L 轴距

使  $\varepsilon = \frac{\rho_y^2}{ab}$ ， $\varepsilon$  的物理意义是悬架质量分配系数，当它等于 1 时，联系质量  $M_3=0$ ，

大部分现代轿车  $\epsilon = 0.8-1.2$ ，即接近 1。在  $\epsilon = 1$  的情况下，前、后轴上悬架质量  $M_1$ 、 $M_2$  在垂直方向上的运动是相互独立的。亦即当前轮遇到路面不平度而引起振动时，质量  $M_1$  运动而质量  $M_2$  不运动；反之亦然。因此，在这种特殊情况下，忽略轮胎弹性与车轮质量，可以分别讨论车身垂直振动的前、后单质量系统的自由振动。

### 7.1.3 单质量系统的振动

单质量系统的自由振动是分析轿车振动的最基本的手段。它是由悬架质量  $M$ 、弹簧刚度  $C$ 、减震器阻尼系数  $K$  组成。 $q$  是输入路面的不平度函数。坐标  $z$  的原点取在平衡位置。其示意如图 15 所示。

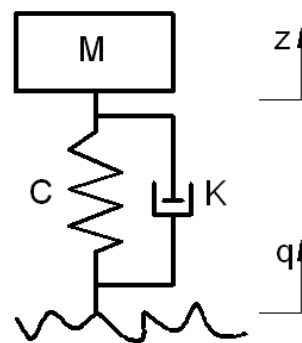


图 15 单自由度振动模型

该系统的自由振动可由以下齐次方程来描述：

$$Mz'' + kz' + Cz = 0$$

令  $2\sigma = k/M$ ， $\omega_0^2 = C/M$  后可以置代如下式

$$z'' + 2\sigma z' + \omega_0^2 z = 0$$

该微分方程的解为：

$$z = Ae^{-\sigma t} \sin(\omega_d t + \alpha) \quad (7-4)$$

将上式绘制成 A-t（振幅—时间）曲线，如图 16 所示。

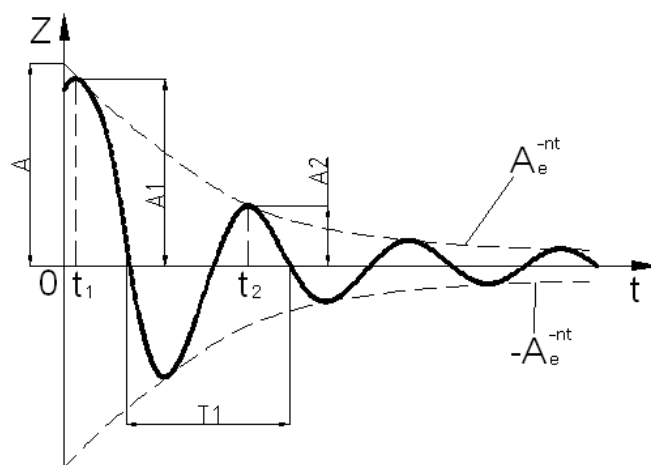


图 16 振动衰减曲线

曲线指出：有阻尼自由振动时，质量  $M$  以圆频率  $\sqrt{\omega_0^2 - \sigma^2}$  振动，其振幅按  $e^{-\sigma t}$  衰减。

有阻尼自由振动时的固有频率： $\omega_d = \sqrt{\omega_0^2 - \sigma^2}$

若改写为  $\omega_d = \sqrt{\omega_0^2 - \sigma^2} = \omega_0 \sqrt{1 - \psi^2}$

式中

$\psi = \sigma/\omega_0$  起名为悬架相对阻尼系数， $\sigma$  为系统的阻尼系数， $\omega_0$  为系统的固有频率，

单位 rad/s，下同。

由上式可知，当相对阻尼系数 $\psi$ 值增大时，有阻尼固有频率 $\omega_d$ 下降。当 $\psi=1$ 时，则 $\omega_d=0$ ，振动消失。由于**轿车悬架系统的相对阻尼系数较小，通常 $\psi \approx 0.25$** ， $\omega_d$ 比 $\omega_0$ 仅下降了3%，所以在分析悬架系统时，车身振动的固有频率可按无阻尼自由振动的固有频率 $\omega_0$ 来考虑。

根据上述分析的结论有：

$$(1) \text{ 固有频率 } \omega_0 = \sqrt{C/M} \quad \text{rad/s}$$

$$\text{固有频率 } n_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{C/M} \quad \text{Hz} \quad (7-5)$$

$$(2) \text{ 相对阻尼系 } \psi = \frac{1}{\sqrt{\frac{1+4\pi^2}{\ln^2 d}}}, \text{ 其中 } d \text{ 减幅系数, 为图 16 中两个相邻的振幅 } A_1$$

和  $A_2$  之比,  $d = \frac{A_1}{A_2}$ 。

### 7.1.4 悬架频率的选择

轿车悬架系统的固有频率 $n_0$ 的选择，特别是前悬架质量的偏频（即固有频率） $n_{01}$ 和后悬架质量的偏频（即固有频率） $n_{02}$ 的选择，对轿车的平顺性及舒适性起着至关重要的作用。

人类大脑能承受振动的频率范围，其最佳值应是与人步行时身体上下运动的频率接近。

当人们散步时，以步行速度按1.2~2.4km/h、步距按0.33m计算，大脑上下起伏的频率约在60~120次/分的范围内。因此，汽车悬架质量的固有频率应控制在此范围内为最佳。

对于现代轿车而言， $n_0$ 推荐为**65~80次/分(1~1.3Hz)**。如果轿车悬架质量频率 $n_0$ 低于60次/分(1Hz)，有些乘客将会患“航海症”产生头晕呕吐症状，反之，如果选择 $n_0$ 大于95次/分(1.6Hz)以上，乘客就会感觉乘车颠簸振动剧烈不堪忍受。

前后悬架频率的匹配对平顺性影响也很大，通常应使二者接近，以免车身产生较大的纵向角振动。当汽车高速通过单个路障时， $n_{01} < n_{02}$ 引起的车身角振动小于 $n_{01} > n_{02}$ 的，故推荐 $n_{01}/n_{02}$ 的取值范围为0.55-0.95(满载时取大值)，对于**前悬架 $n_{01}=65-80$ 次/分(1~1.3Hz)**，**后悬架 $n_{02}=70-85$ 次/分(1.17~1.42Hz)**。某些经济型轿车，设计成 $n_{01} > n_{02}$ 以改善后座舒适性。

### 7.1.5 非悬架质量的频率

车轮的固有频率  $n_w$  对于汽车的振动特性影响颇大，它直接影响着乘坐舒适性的好坏。为了减小悬架质量与车轮之间的振动耦合，必须将它们之间各自的振动频率值拉开。如上所述，乘用车簧上质量的固有频率  $n_0 = 65 \sim 80$  次/分，而当代乘用车车轮的固有频率  $n_w = 10 \sim 13$  次/分 (0.17~0.22Hz)，这样， $n_0 / n_w = 5-8$ ，这就是为什么设计师努力减轻簧下质量，采用质地轻的铝合金材质制造零部件的道理，例如采用铝合金车轮。

### 7.1.6 悬架频率计算

千万不要将悬架刚度  $C$  与弹簧刚度  $C_s$  混淆起来。由于存在悬架导向机构的关系，**悬架刚度  $C$  与弹簧刚度  $C_s$  是不相等的**，其区别在于悬架刚度  $C$  是指车轮处单位挠度所需的力；而弹簧刚度  $C_s$  仅指弹簧本身单位挠度所需的力。

#### 7.1.6.1 麦弗逊式独立悬架偏频计算

见图 17 是确定麦弗逊式独立悬架的力学模型。其中，假定悬上质量被固定，而地面绕汽车中心线与地面的交点  $E$  转动了一个与侧倾角  $\phi$  相等的角度，利用运动相对性，则在地面不动的情况下，悬上质量就相对于地面反向转动相同的角度  $\phi$ ，即侧倾角。这种方法适用于各种悬架。悬架对地面作用一个阻止其转动的力矩  $T$ ， $T = F \cdot B$ ，其中  $F$  是车轮对地面作用力的增量， $B$  是轮距。

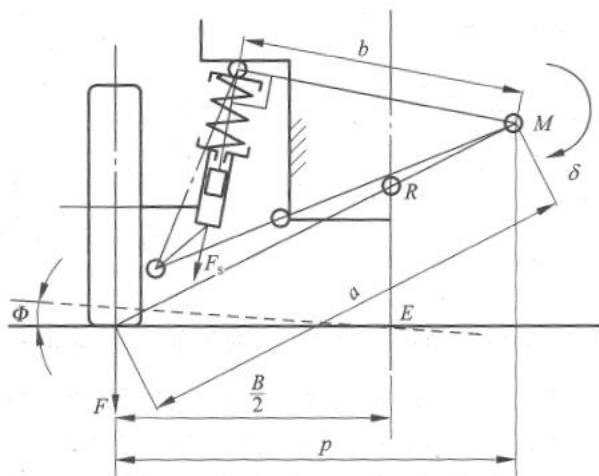


图 17 麦弗逊式独立悬架的力学模型

利用虚位移原理确定  $F$  与弹簧  $F_s$  之间的关系。下摆臂外侧球链中心与其内侧转轴中心的连线和减震器活塞杆轴线的垂线交于点  $M$ ，点  $M$  就是转向节的瞬时回转中心。假定转向节绕  $M$  点转动一个虚角位移  $\delta$ ，则  $F$ 、 $F_s$  所做的虚功相等，即：

$$(p \cdot \delta) \cdot F = F_s \cdot (b \cdot \delta) \tag{7-6}$$

其中， $p$ 、 $b$  是杠杆长度， $F_s$  是弹簧力的增量：

$$F_s = C_s \cdot (b \cdot \delta) \tag{7-7}$$

将 (7-7) 带入 (7-6) 有：

$$F = \frac{b}{p} \cdot F_s = \frac{b}{p} \cdot [C_s \cdot (b \cdot \delta)] = \frac{1}{p} \cdot C_s \cdot b^2 \cdot \delta \quad (7-8)$$

地面垂直力增量 F 可以表示为:

$$F = C \cdot (p \cdot \delta) \quad (7-9)$$

将 (7-9) 带入 (7-8) 有:

$$C \cdot (p \cdot \delta) = \frac{1}{p} \cdot C_s \cdot b^2 \cdot \delta$$

$$\text{简化后有: } C = \left(\frac{b}{p}\right)^2 \cdot C_s \quad (7-10)$$

### 7.1.6.2 双横臂式独立悬架偏频计算

见图 18 是确定双横臂式独立悬架的力学模型。其中，悬上质量固定，地面绕汽车中心线与地面的交点 E 转动了一个角  $\phi$ 。悬架对地面作用一个阻止其转动的力矩  $T$ ， $T = F \cdot B$ ，其中 F 是车轮对地面作用力的增量，B 是轮距。

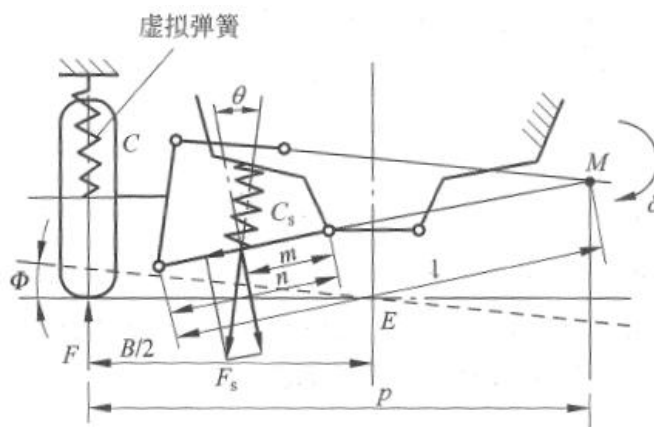


图 18 双横臂式独立悬架的力学模型

利用虚位移原理，假定转向节绕 M 点转动一个虚角位移  $\delta$ ，则 F、F<sub>s</sub> 所做的虚功相等:

$$(p \cdot \delta) \cdot F = F_s \cdot \cos \theta \cdot (l \cdot \delta \cdot \frac{m}{n}) \quad (7-11)$$

由  $\delta$  引起的垂直力增量 F 可表示为:

$$F = (p \cdot \delta) \cdot C \quad (7-12)$$

由  $\delta$  引起的弹簧力增量 F<sub>s</sub> 可表示为:

$$F_s = [\cos \theta \cdot (l \cdot \delta) \cdot \frac{m}{n}] \cdot C_s \quad (7-13)$$

将 (7-12) (7-13) 带入 (7-11) 简化后有:

$$C_s = C \cdot \left(\frac{p \cdot n}{l \cdot m \cdot \cos \theta}\right)^2 \quad (7-14)$$

其中， $p$ 、 $l$ 、 $m$ 、 $n$  都是杠杆的长度， $\theta$  是弹簧中心线与下摆臂外侧球铰中心和其内侧转轴中心连线的垂直线的夹角， $C_s$  是弹簧刚度。

## 7.2 前后悬架静挠度和动挠度的选择

### 7.2.1 前后悬架静挠度的选择

由 7.1.2 节，知道现代汽车的质量分配系数  $\varepsilon = 0.8-1.2$ ，即接近 1。在  $\varepsilon = 1$  的情况下，前、后轴上悬架质量  $M_1$ 、 $M_2$  在垂直方向上的运动是相互独立的。由 7.1.3 节知道单质量系统的振动其偏频为：

$$n_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{C/M}$$

则对其进行变换有：

$$n_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{C/M} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{C \cdot g / M \cdot g} = \frac{\sqrt{g}}{2\pi} \sqrt{C / M \cdot g} = \frac{\sqrt{g}}{2\pi} \sqrt{1/f_c} \approx 0.498 / \sqrt{f_c} \quad (7-15)$$

其中， $g$  是重力加速度， $f_c$  是悬架静挠度，单位是  $m$ ，如果把  $f_c$  的单位取  $cm$ ，则进行变换有：

$$f_c = \left( \frac{4.98}{n_0} \right)^2 \quad (7-16)$$

在悬架设计中，先根据行驶平顺性的要求确定偏频  $n_1$  和  $n_2$ ，然后根据 (7-16) 确定前后悬架静挠度  $f_{c1}$  和  $f_{c2}$ 。已知  $f_c = M \cdot g / C$ ，悬架刚度与静挠度成反比，悬架刚度  $C$  是常数，此时悬架具有线性弹性特性，静挠度总等于悬架在重力作用下的弹性变形。当悬架具有非线性弹性特性时，静挠度并不是等于悬架在悬上质量作用下的实际变形量。而在任何作用下，静挠度总是与偏频的平方成反比。

前后悬架系统的偏频与静挠度的匹配，对汽车行驶平顺性有明显影响。一般使前后悬架的偏频与静挠度值接近，以免造成较大的车身纵向角振动。试验表明让汽车以较高的速度通过单个路障， $n_1/n_2 < 1$ ，车身的角振动比  $n_1/n_2 > 1$  时小。所以推荐  $f_{c1} = (0.8 \sim 0.9)f_{c2}$ 。但对一些微型车，为了改善后座的舒适性，也有设计成后悬架系统的偏频低于前悬架系统的。

### 7.2.2 前后悬架动挠度的选择

悬架的动挠度是指从悬架的设计位置开始，把悬架压缩到结构允许的最大变形（通常指缓冲块被压缩到其自由高度的  $1/2$  或  $2/3$ ）时，车轮中心相对车架（或车身）的垂直位移。

前后悬架的动挠度的值按其相应的静挠度值来选取，并与车型和路况相关。对行驶路面较好的轿车， $f_d/f_c$  的比值较小，在坏路行驶的越野车， $f_d/f_c$  应选的较大。下表 2 为现代汽车参数值，其中  $f_d = (0.5 \sim 0.7)f_c$ ：

表 2 现代汽车的偏频、静、动挠度

车型	偏频 Hz	静挠度 cm	动挠度 cm
轿车	0.9~1.6	10~30	7~9
越野车	1.4~2.0	6~13	7~13

### 7.3 悬架弹性特性

悬架的弹性特性是指悬架变形  $f$  与其所受载荷  $F$  之间的关系，其中  $f = M \cdot g / C$ 。

当悬架垂直变形  $f$  与所受载荷  $F$  成固定比例时，弹性特性可由一条直线表示，称这种特性为**线性弹性特性**。此时弹簧刚度  $C$  是一常数。由于  $n_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{C/M}$ ，所以具有线性悬架

的汽车，由于空、满载  $M$  的变化，使得偏频  $n_0$  变化，从而使平顺性变坏。

要使悬架的偏频不随汽车悬上质量  $M$  的改变而改变，则要求悬架的刚度随着汽车悬上质量的变化而变化。由式 (7-5) 有：

$$C = (2\pi \cdot n_0)^2 \cdot M \quad (7-17)$$

即要使偏频  $n_0$  保持不变，就要求悬架刚度  $C$  与悬上质量  $M$  成正比变化。这种**变刚度的悬架弹性特性称为等偏频悬架弹性特性，刚度可变的悬架叫非线性悬架。**

图 19 是一种非线性悬架的弹性特性，其特点是在满载静负荷  $F_C$  附近刚度较小，而在离开静载荷较远的两端刚度大。

如图 19，有：

(1) 在  $a$  点曲线斜率（刚度）比较小，并且在  $a$  点附近斜率变化也比较小，接近线性，以使汽车在一般道路行驶条件下（悬架变形小）具有较好的平顺性。

(2) 在悬架的变形比较大（曲线的两端）时，非线性悬架可以在有限的动挠度  $f_d$  范围内吸收更多的能量，而减小了缓冲块击穿的可能。而对于线性悬架，为了吸收同样的能量必须增大动挠度，这会增大车身高度和质心高度，导致行驶稳定性变差，即转向时车身侧倾角比较大，制动时车身纵倾角比较大，还会使车轮上的动载荷增大，接地性变差。

(3) 在设计中，一般使动挠度  $f_d$  所对应的载荷为（3~4）倍满载静负荷  $F_C$ ，图 19 中的  $b$  点，而在  $a$  点（满载静负荷处）附近（ $f_c \pm 0.6f_d$ ）范围内，悬架刚度变化要可能小。对于轿车，一般要求不超过 20%或刚度接近常数。

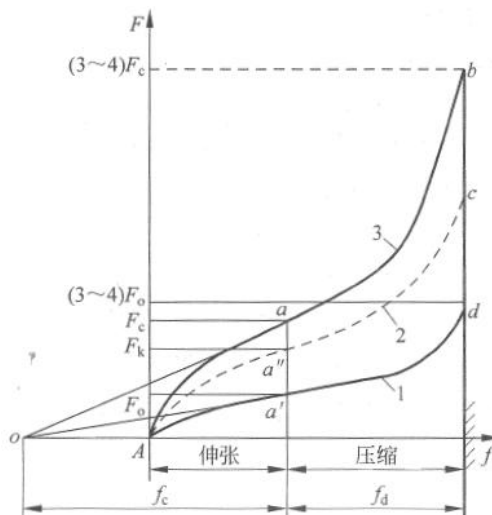


图 19 可变的悬架弹性特性

(4) 为了保证偏频，车身高度都不随装载量变化，需要采用车身高度（悬架刚度）自动调节装置。这就意味对应每一个静载荷就有一条弹性特性曲线。这样悬架的弹性特性就由一束曲线组成。图 19 中 1、2、3 分别代表静载荷为空载  $F_0$ ，半载  $F_k$ ，满载  $F_c$  时的情况。

目前常用趋近上述理想弹性特性的方法是：①组合式悬架，其综合应用导向机构，主弹簧，副簧和缓冲块。②纵置式钢板弹簧+副簧。

## 8 汽车操作稳定性参数计算

汽车操作稳定性是由于现代汽车车速较快，有些已经接近 300km/h，因此在汽车高速行驶状态下，抵抗来自路面的不平、坡度、侧风等外界因素的干扰，汽车又能遵循驾驶员的操纵、自动摆脱力图改变其行驶方向的各种干扰、并保持稳定的行驶能力，而不过分地降低车速或造成驾驶员紧张和疲劳的能力总称为汽车的操纵稳定性。

### 8.1 稳态响应和瞬态响应

在汽车操作稳定性的研究中主要是分析汽车作曲线运动时的响应，对于给定的汽车，在转向盘输入下的响应特性，如侧向运动，横摆运动以及侧倾运动等响应来进行汽车操作稳定性的研究。

汽车作曲线行驶的转向盘输入一般分为角位移输入以及力矩输入，简称力输入。角输入指给转向盘作用一个角位移，力输入指给转向盘作用一个力矩。驾驶者在实际驾驶过程中，这两种形式都存在。

在一定的力输入或角输入下，汽车的响应可分为不随时间变化的稳态响应和随时间变化的瞬态响应。

#### 8.1.1 稳态响应

汽车在等速行驶时，在前轮角阶跃输入下进行的稳态响应就是等速圆周运动。随着汽车行驶时车速的变化，汽车稳态响应分为：不足转向、中性转向、过度转向。见图 20。

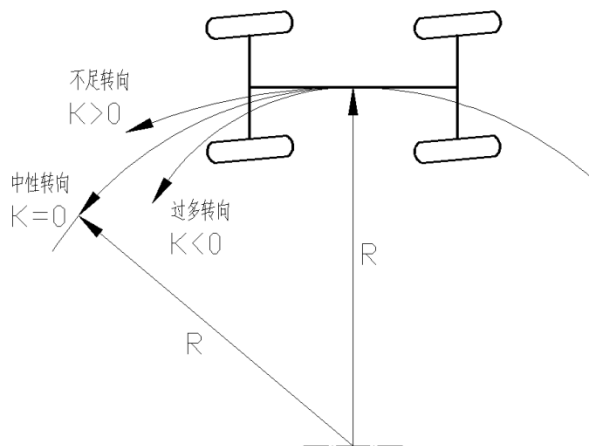


图 20 汽车稳态响应的分类

### 8.1.2 瞬态响应

瞬态响应：角阶跃输入试验的瞬态响应，有 4 个阶段，见图 21：

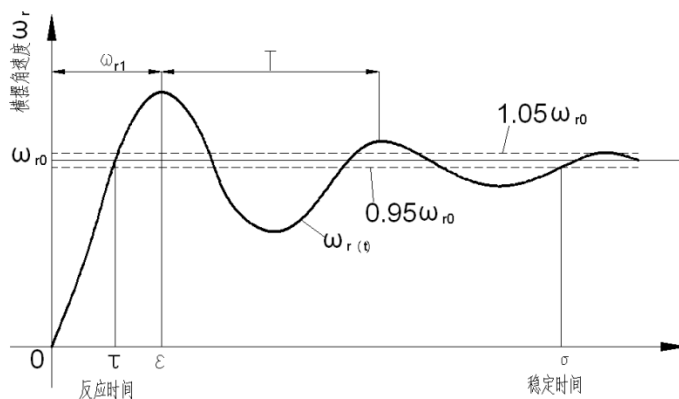


图 21 转向盘角阶跃输入下汽车的横摆角速度瞬态响应曲线

- (1) 反应滞后段：猛打方向后，汽车横摆角速度不能立刻达到定值，需要  $t=\tau$  时才能达到。称为反应时间。
- (2) 执行误差阶段：横摆角速度达到最大值，超过定值称为超调量。
- (3) 过渡阶段：横摆角速度波动阶段
- (4) 稳定阶段：横摆角速度达到稳定值

## 8.2 悬架的侧倾特性

汽车的操作稳定性在悬架上的表现就是悬架的侧倾特性。悬架的侧倾特性主要包括侧倾中心、侧倾角刚度及其在前后桥上的分配。

悬架侧倾中心高度和侧倾角刚度是决定汽车转向时侧倾角大小的主要因素。侧倾中心高，其趋近于悬上质量的质心，有利于减小转向时的侧倾力矩和侧倾角，从而增加舒适感和安全感。但是具有较高的侧倾中心的独立悬架会使轮距变化较大，不利于轮胎抗磨损性能。在采用非独立悬架的情况下，轮距不发生变化，侧倾中心可以设置的比较高。

侧倾刚度在前后桥上的分配与侧倾中心高度一起决定了转向时前后桥内外侧车轮上载荷转移的大小，从而影响汽车的不足转向性能。前轮侧倾角刚度较大、侧倾中心较高有利于增大前后桥上内外侧车轮上的载荷转移，有利于减小前桥车轮的侧偏刚度，从而增大前桥侧偏角，有利于不足转向，而在后轮上，趋势正好相反。

### 8.2.1 悬架侧倾中心

侧倾中心的位置随导向机构的形式不同，可用图解法或试验法求得。

(1) 图解法

麦式悬架侧倾中心见图 22，其中  $M$  是瞬时回转中心， $R$  是侧倾中心，下同：

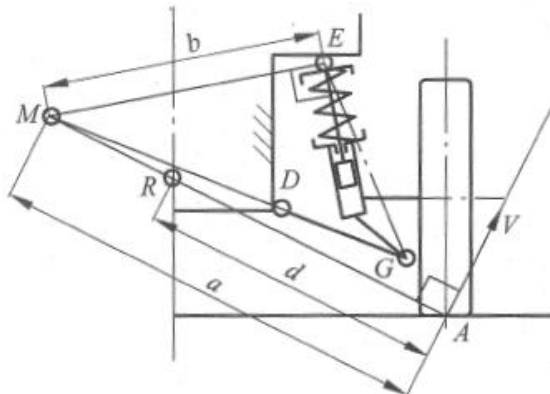


图 22 麦式悬架侧倾中心  $R$  的确定

双横臂式独立悬架侧倾中心见图 23：

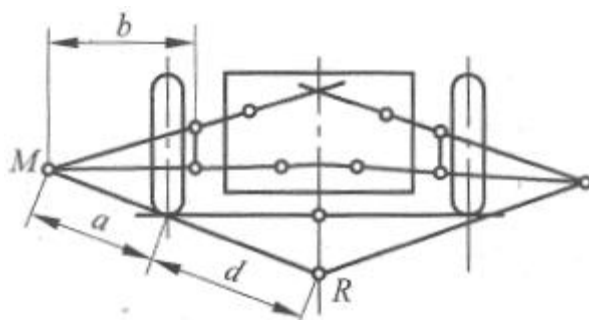


图 23a 双横臂式悬架侧倾中心  $R$  的确定

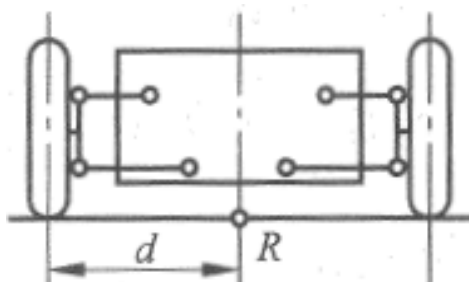


图 23b 双横臂式悬架侧倾中心  $R$  的确定

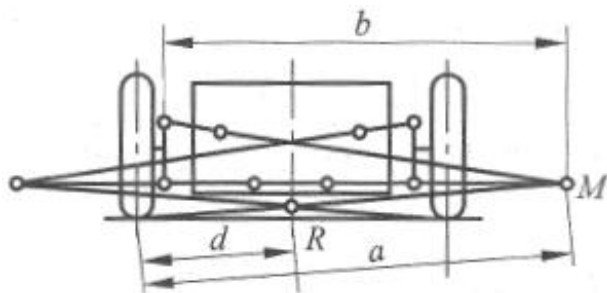


图 23c 双横臂式悬架侧倾中心  $R$  的确定

托臂扭转梁式悬架侧倾中心见图 24：

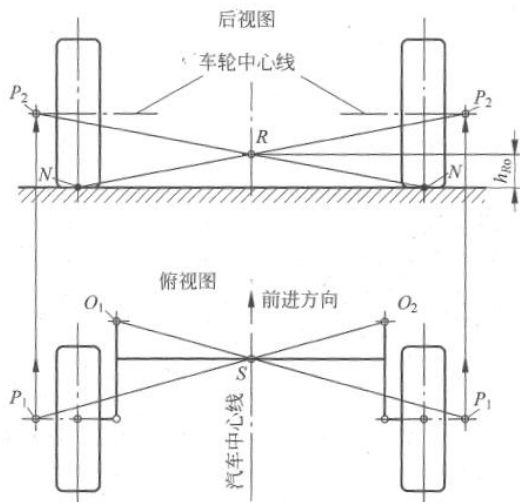


图 24 托臂扭转梁式悬架侧倾中心 R 的确定

(2) 实验法

在车轮上下跳动过程中测量车轮接地印迹中心 A 的运动轨迹，过 A 点画其切线，过 A 点画其切线的垂线，该垂线与汽车中心线的交点就是悬架的侧倾中心。见图 25。

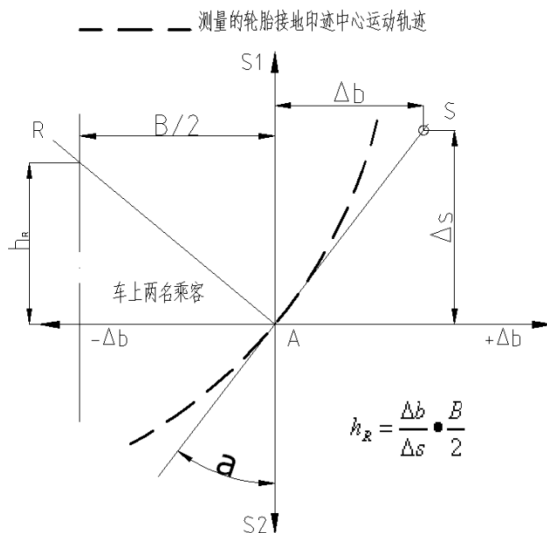


图 25 利用试验法测悬架侧倾中心 R 的方法

由图 25 可见：
$$h_R = \frac{\Delta b}{\Delta s} \cdot \frac{B}{2} \tag{8-1}$$

其中  $h_R$  是侧倾中心高度， $\frac{\Delta b}{\Delta s}$  是 A 点运动轨迹的切线斜率， $\Delta b$  是轮距增量， $\Delta s$  是车轮垂直增量， $B$  是轮距，则从式 (8-1) 可以看出，侧倾中心高度与轮距增量成正比，即侧倾中心越高，轮距变化越大。

(3) 在设计时，轿车前悬架的侧倾中心通常布置的比后悬架侧倾中心更靠近地面，其主要原因是减小前轮的轮距变化，有利于减小前轮胎的磨损。通常先根据允许的轮距变化确定前悬架的侧倾中心位置，然后确定后悬架的侧倾中心位置，现代轿车前悬架侧倾中心高度一般在 0~140mm 的范围内，而后悬架的侧倾中心高度一般在 0~400mm 范围内。如果后悬架采用独立悬架，一般使后悬架的侧倾中心与前悬架的等高或稍高一点。而如果后悬架采用刚性后轴非独立悬架，一般把后悬架的侧倾中心设定的较高，以减小侧倾力臂，从而减小车辆的侧倾角，也不会引起轮距的变化。悬架设计的要点是减小侧倾中心随车轮相对于车

身发生运动时的变化。

## 8.2.2 侧倾角刚度的计算

悬架的侧倾角刚度定义为当悬上质量发生单位侧倾角时悬架给车身（悬上质量）的弹性回复力矩。在汽车设计中一般要求在  $0.4g$  的侧向加速度时，轿车的侧倾角一般不超过  $(3^\circ \sim 5^\circ)$ 。一般要求前悬架的侧倾角刚度大于后悬架，以有利于增强汽车的不足转向。

悬架的侧倾角刚度  $C_\Phi$  等于前、后悬架  $(C_{\Phi 1} + C_{\Phi 2})$  及前、后横向稳定杆  $(C_{\beta 1} + C_{\beta 2})$  的侧倾角刚度之和。

$$C_\Phi = C_{\Phi 1} + C_{\Phi 2} + C_{\beta 1} + C_{\beta 2}$$

悬架的侧倾角刚度  $C_\Phi$  的大小，及其在前后轮的分配比例，对车辆侧倾角的大小、侧倾时前、后轴及左、右车轮的载荷再分配，以及车辆的稳态响应特性有一定的影响。

### 8.2.2.1 麦弗逊式独立悬架侧倾角刚度的计算

见图 17，悬上质量固定，地面绕汽车中心线与地面的交点 E 转动了一个角  $\Phi$ 。悬架对地面作用一个阻止其转动的力矩 T，有

$$T = F \cdot B \quad (8-2)$$

其中 F 为车轮对地面作用力的增量，B 是轮距。

利用虚位移原理确定 F 与弹簧  $F_s$  之间的关系。假定转向节绕 M 点转动一个虚角位移  $\delta$ ，则 F、 $F_s$  所做的虚功相等，即：

$$(p \cdot \delta) \cdot F = F_s \cdot (b \cdot \delta) \quad (8-3)$$

其中，p、b 是杠杆长度， $F_s$  是弹簧力的增量：

$$F_s = C_s \cdot (b \cdot \delta) \quad (8-4)$$

将 (8-4) 代入 (8-3) 有：

$$F = \frac{b}{p} \cdot F_s = \frac{b}{p} \cdot [C_s \cdot (b \cdot \delta)] = \frac{1}{p} \cdot C_s \cdot b^2 \cdot \delta \quad (8-5)$$

在由  $\delta$  引起的车轮垂直位移等于由  $\Phi$  引起的垂直位移时，有：

$$\delta \cdot p = \Phi \cdot \frac{B}{2} \quad (8-6)$$

其中，p 是转向节瞬时运动中心 M 到车轮接地印迹中心点的水平距离，有：

$$\delta = \frac{1}{2} \cdot \frac{B}{p} \cdot \Phi \quad (8-7)$$

将式 (8-5) (8-7) 代入 (8-2) 得：

$$T = \frac{1}{2} \cdot C_s \cdot \left(\frac{b \cdot B}{p}\right)^2 \cdot \Phi \quad (8-8)$$

则侧倾角刚度为：

$$C_\Phi = \frac{dT}{d\Phi} = \frac{1}{2} \cdot C_s \cdot \left(\frac{b \cdot B}{p}\right)^2 \quad (8-9)$$

其中  $C_s$  是弹簧刚度， $T$  是悬架抵抗侧倾的弹性恢复力矩。

### 8.2.2.2 双横臂式独立悬架侧倾角刚度计算

见图 18，悬上质量固定，地面绕汽车中心线与地面的交点  $E$  转动了一个角  $\phi$ 。悬架对地面作用一个阻止其转动的力矩  $T$ ，有

$$T = F \cdot B \quad (8-10)$$

利用虚位移原理，假定转向节绕  $M$  点转动一个虚角位移  $\delta$ ，则  $F$ 、 $F_s$  所做的虚功相等：

$$(p \cdot \delta) \cdot F = F_s \cdot \cos\theta \cdot (l \cdot \delta \cdot \frac{m}{n}) \quad (8-11)$$

其中， $p$ 、 $l$ 、 $m$ 、 $n$  是杠杆长度， $\theta$  是弹簧中心线与下摆臂外侧球铰中心和其内侧转轴中心的连线的垂直线的交角，由式 (8-11) 有：

$$F = F_s \cdot \cos\theta \cdot \frac{l}{p} \cdot \frac{m}{n} \quad (8-12)$$

$$F_s = [\cos\theta \cdot (l \cdot \delta) \cdot \frac{m}{n}] \cdot C_s \quad (8-13)$$

在由  $\delta$  引起的车轮垂直位移等于由  $\Phi$  引起的垂直位移时，有：

$$\delta \cdot p = \Phi \cdot \frac{B}{2} \quad (8-14)$$

其中， $p$  是转向节瞬时运动中心  $M$  到车轮接地印迹中心点的水平距离，有：

$$\delta = \frac{1}{2} \cdot \frac{B}{p} \cdot \Phi \quad (8-15)$$

把式 (8-12) (8-13) (8-15) 代人 (8-10) 后有：

$$T = \frac{1}{2} \cdot C_s \cdot \left( \frac{l \cdot m \cdot B \cdot \cos\theta}{p \cdot n} \right)^2 \cdot \Phi \quad (8-16)$$

则侧倾角刚度为：

$$C_\phi = \frac{dT}{d\Phi} = \frac{1}{2} \cdot C_s \cdot \left( \frac{l \cdot m \cdot B}{p \cdot n} \cdot \cos\theta \right)^2 \quad (8-17)$$

### 8.2.3 侧倾角刚度在前后悬架上的分配

见图 26 是汽车稳态转向时的车身侧倾角分析模型。

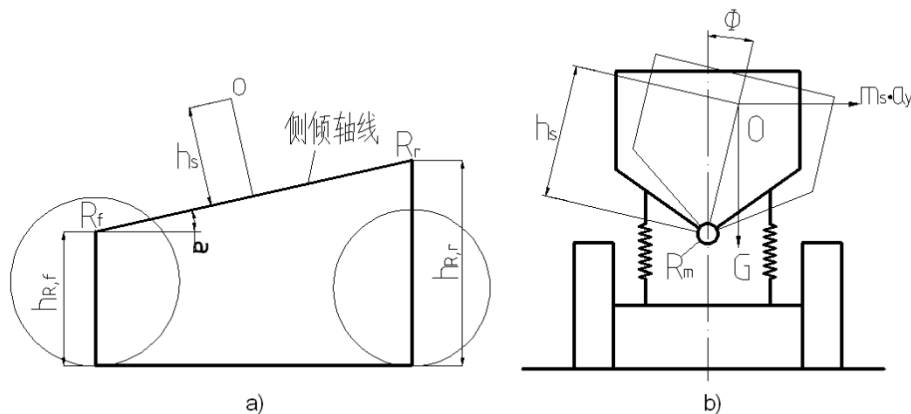


图 26 汽车稳态转向时的车身侧倾角分析模型

(a) 侧倾轴 (b) 侧倾角计算模型

图中， $R_f$ 、 $R_r$  分别是前后悬架的侧倾中心，它们的连线就是侧倾轴线。 $h_{R,f}$  和  $h_{R,r}$  分别是前后悬架的侧倾中心高度， $\alpha$  是侧倾轴线的倾角，一般是个小角度。 $O$  是悬上质量的质心。 $h_s$  是  $O$  到侧倾轴线的距离。

汽车在进行稳态转向行驶时，侧倾角  $\Phi$  是个常数，设前后悬架的侧倾角刚度分别为  $C_{\Phi,f}$  和  $C_{\Phi,r}$  则近似有：

$$m_s \cdot a_y \cdot h_s + G \cdot h_s \cdot \Phi = (C_{\Phi,f} + C_{\Phi,r}) \cdot \Phi \quad (8-18)$$

其中， $m_s$  是悬上质量， $a_y$  是侧向加速度， $h_s$  是悬上质量质心到侧倾轴线的距离， $G$  是悬上质量的重力， $G = m_s \cdot g$  代入式 (8-18) 有：

$$\Phi = \frac{m_s \cdot h_s}{C_{\Phi,f} + C_{\Phi,r} - m_s \cdot g \cdot h_s} \cdot a_y \quad (8-19)$$

汽车进行稳态行驶时，分别由前后悬架承受的侧倾力矩为  $T_{\Phi,f}$  和  $T_{\Phi,r}$

$$T_{\Phi,f} = C_{\Phi,f} \cdot \Phi \quad (8-20)$$

$$T_{\Phi,r} = C_{\Phi,r} \cdot \Phi \quad (8-21)$$

可见，在汽车设计中一般要求在  $0.4g$  的侧向加速度时，轿车的侧倾角一般不超过 ( $3^\circ \sim 5^\circ$ )。过大的侧倾角使驾驶员感到不稳定，不安全。对平顺性而言，侧倾过大的汽车，乘客感到不舒适。侧倾角过小，悬架的侧倾刚度大，汽车一侧车轮遇到凸起或凹坑时，车厢内会感受到冲击，平顺性差。在前后悬架上所分配的侧倾力矩与其侧倾角刚度成正比。为了有利不足转向，应该使前悬架的侧倾角刚度大于后悬架的侧倾角刚度。轿车的前后悬架侧倾角刚度的比值一般为  $1.4 \sim 2.6$ 。

## 9 弹性元件的设计计算

悬架中的弹性元件主要用来传递垂直力，缓和路面不平引起的冲击和振动。轿车中常用的弹性元件是螺旋弹簧。

螺旋弹簧在独立悬架中只承受垂直载荷，在此载荷下钢丝产生扭转应力。螺旋弹簧的主要设计尺寸是中径  $D$ ，线径  $d$  和工作圈数  $n$ 。

(1) 在设计螺旋弹簧时，先根据导向机构的特点求出螺旋弹簧的刚度  $C_s$  和受力  $F_s$ 。

对麦式悬架有：

$$F_s = \frac{p}{b} \bullet F_z \quad (9-1)$$

$$C_s = C \bullet \left(\frac{p}{b}\right)^2 \quad (9-2)$$

对双横臂悬架有：

$$F_s = F_z \bullet \frac{p \bullet n}{l \bullet m \bullet \cos\theta} \quad (9-3)$$

$$C_s = C \bullet \left(\frac{p \bullet n}{l \bullet m \bullet \cos\theta}\right)^2 \quad (9-4)$$

(2) 螺旋弹簧刚度

$$C_s = \frac{F_s}{f_{cs}} = \frac{G \bullet d^4}{8 \bullet D^3 \bullet n} = \frac{G \bullet d}{8 \bullet C^3 \bullet n} \quad (9-5)$$

其中  $C$  是旋绕比， $C'=D/d$ ， $G$  是切变模量，弹簧材料一般为 60Si2MnA， $G=78.5 \times 10^3 \text{N/mm}^2$ 。  
 $n$  是工作圈数。

(3)  $D$ 、 $d$  和  $n$  的确定

$$d = \sqrt{\frac{8 \bullet F_s \bullet C' \bullet K'}{\pi \bullet [\tau_c]}} \quad (9-6)$$

其中  $K'$  是考虑剪力与弹簧曲率影响的校正系数：

$$K' = \frac{4 \bullet C' + 2}{4 \bullet C' - 3} \quad (9-7)$$

其中， $[\tau_c]$  是许用扭转应力， $[\tau_c]$  在《GB/T 2395-2009 圆柱螺旋弹簧设计计算》查找。

$$D = C' \bullet d \quad (9-8)$$

$$n = \frac{G \bullet d}{8 \bullet C^3 \bullet C_s} \quad (9-9)$$

弹簧总圈数一般比工作圈数  $n$  多 1.5~2 圈，弹簧受最大力时，相邻圈的间隙应该保持在 0.5~1.5mm 之间。

## (4) 应力校核

在静挠度下的扭转应力:

$$\tau_c = \frac{G \cdot d \cdot f_{cs} \cdot K'}{\pi \cdot D^2 \cdot n} \quad (9-10)$$

在动挠度下的扭转应力:

$$\tau_d = \frac{G \cdot d \cdot f_{ds} \cdot K'}{\pi \cdot D^2 \cdot n} \quad (9-11)$$

螺旋弹簧的最大应力为:

$$\tau_m = \tau_c + \tau_d < [\tau_m] \quad (9-12)$$

一般情况下, 对碳钢:

许用静扭转应力:  $[\tau_c] = 500 \text{ N/mm}^2$  (MPa)

最大许用扭转应力:  $[\tau_m] = 800-1000 \text{ N/mm}^2$  (MPa)

## (5) 稳定性校核

按照《GB/T 2395-2009 圆柱螺旋弹簧设计计算》规定, 弹簧的高径比  $b = H_0/D$  应满足下列要求:

—两端固定:  $b \leq 5.3$ ;

—一端固定, 一端回转:  $b \leq 3.7$ ;

—两端回转:  $b \leq 2.6$ ;

## (6) 其他

其他如疲劳强度校核, 特性校核, 共振校核等, 参见《GB/T 2395-2009 圆柱螺旋弹簧设计计算》。

## 10 导向机构的设计计算

### 10.1 对前独立悬架导向机构的要求

(1) 形成恰当的侧倾中心和侧倾轴线, 以使车轮跳动(悬架压缩、伸张)时, 轮距变化不致过大, 以免造成轮胎早期磨损, 悬上质量改变时侧倾中心位置的变化要小, 有利于减小转向时车身的侧倾角。

(2) 当车轮跳动(悬架压缩、伸张)时, 车轮外倾角设计成车轮上跳时, 朝负值方向变化, 而在下落时朝正值方向变化, 以使汽车转向行驶、车身侧倾时外侧车轮的外倾角最好保持负值, 以提高侧倾附着力。而在需要利用车轮外倾角增强汽车的不足转向时, 应该使转向行驶时外侧前轮的外倾角增大。

(3) 使由导向机构与转向杆系的运动干涉所引起的前束变化最小。如果有变化, 应该使前轮前束角减小, 使内轮前束角增大, 以利于侧倾不足转向。

(4) 悬架压缩、伸张时, 前轮的后倾角不要变化太大, 以免侧向力对主销的力矩增大过多, 使驾驶员的手受到转向盘的明显冲击。

(5) 制动时, 应该使车身有抗点头作用, 加速时有抗后仰作用。

## 10.2 对后独立悬架导向机构的要求

(1) 同前。

(2) 当车轮跳动(悬架压缩、伸张)时, 车轮外倾角设计成车轮上跳时, 朝负值方向变化, 而在下落时朝正值方向变化, 以使汽车转向行驶、车身侧倾时外侧车轮的外倾角最好保持负值, 以提高侧倾附着力。而在需要利用车轮外倾角增强汽车的不足转向时, 应该使转向行驶时外侧后轮的外倾角减小。

(3) 使由导向机构与转向杆系的运动干涉所引起的前束变化最小。如果有变化, 应该使外轮前束角增大, 使内轮前束角减小, 以利于侧倾不足转向。需要注意, 在利用前束角的变化来调节汽车的不足转向时, 应该在后悬架上进行调节。

(4) 制动时, 应该使车身有抗点头作用, 加速时有抗后仰作用。

此外导向机构还应具有足够强度, 刚度, 可以可靠地传递各种力和力矩。

## 10.3 悬架的抗制动点头、抗加速仰头性能计算

汽车在制动时会发生点头现象, 即车身前部降低, 后部升高。汽车在加速时会发生仰头现象, 即车身前部升高, 后部降低。

(1) 双横臂式独立悬架抗制动点头性能计算

图 27 为双横摆臂式独立悬架的受力模型。图中,  $F_j$  是总制动力,  $h$  是汽车质心高度,  $L$  是轴距,  $F_{B1}$ 、 $F_{B2}$  是前后桥一个轮作用的制动力,  $O_1$  是前轮的俯仰摆动瞬心,  $O_2$  是后轮的俯仰瞬心,  $F_{s1}$  是车身通过弹簧对车轮作用一个力增量。  $d_1$ 、 $d_2$  是分别是  $O_1$ 、 $O_2$  到前、后轮中心的距离,  $e_1$ 、 $e_2$  分别是  $O_1$ 、 $O_2$  到地面的距离,  $C_1$ 、 $C_2$  分别是前、后虚拟弹簧的刚度。

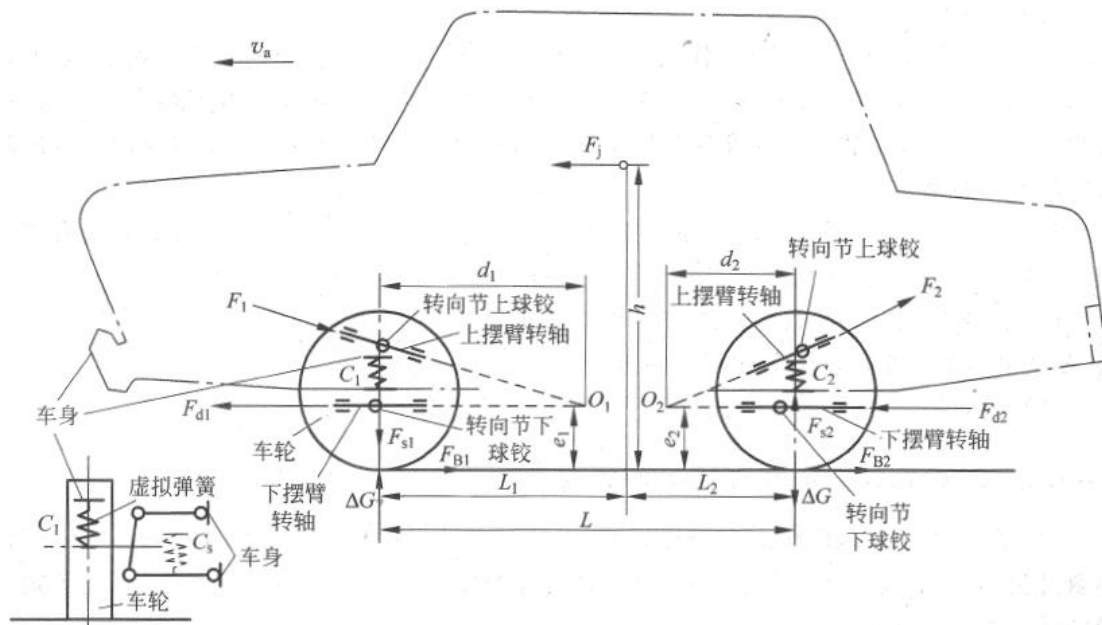


图 27 汽车制动时双横臂所受到的动态力及弹簧的附加变形

用  $\eta_d$  表示制动点头的效率：

$$\eta_d = \frac{e \cdot \beta \cdot L}{d \cdot h} \times 100\% \tag{10-1}$$

抗制动点头率的数值越大，制动点头的程度就越小。在桥车设计中，一般把前悬架的抗制动点头率选为 30%~50%。

对于一辆设计参数已定的汽车， $h, L, \beta$  值已定，为了限制制动点头的程度，悬架设计人员只有从合适的瞬心来着手，也就是通过选择合适的悬架上下摆臂的摆动轴线的布置方案来限制制动点头。为了在前悬架获得抗制动点头作用，在侧视图上悬架上摆臂的转动轴线应该向下方向倾斜，而下摆臂的转动轴线应该向上倾斜，以增大  $e_1$  减小  $d_1$ 。为了在后悬架获得抗制动点头作用，在侧视图上悬架上摆臂的转动轴线应该向下方向倾斜，而下摆臂的转动轴线应该向前上方向倾斜，以增大  $e_2$ ，减小  $d_2$ 。

(2) 麦弗逊式独立悬架抗制动点头性能计算

图 28 为麦弗逊式独立悬架的受力模型。

$$\eta_d = \frac{\beta \cdot L}{b \cdot h} \cdot (a \cdot \sin \alpha + b \cdot \tan \gamma + a \cdot \cos \alpha \cdot \tan \gamma) \tag{10-2}$$

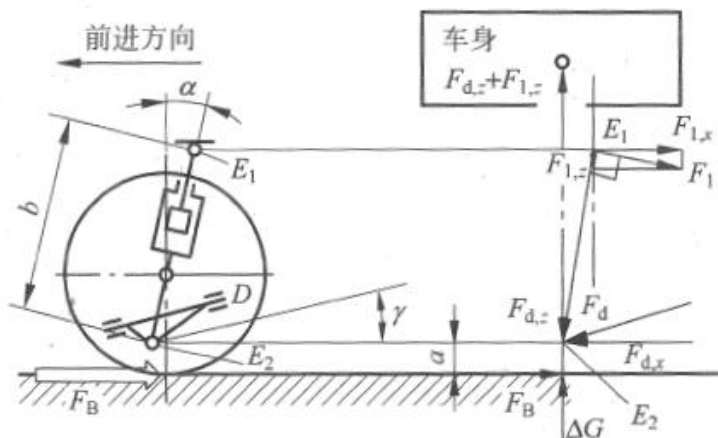


图 28 汽车制动时麦弗逊式独立悬架侧视图

(3) 双横臂式独立悬架抗加速仰头性能计算

图 29 为双横摆臂式独立悬架的受力模型。图中，把制动力  $F_{B1}$ 、 $F_{B2}$  分别用前后轮驱动力  $F_{x1}$ 、 $F_{x2}$  代替，使整车加速阻力  $F_j$  的方向相反。

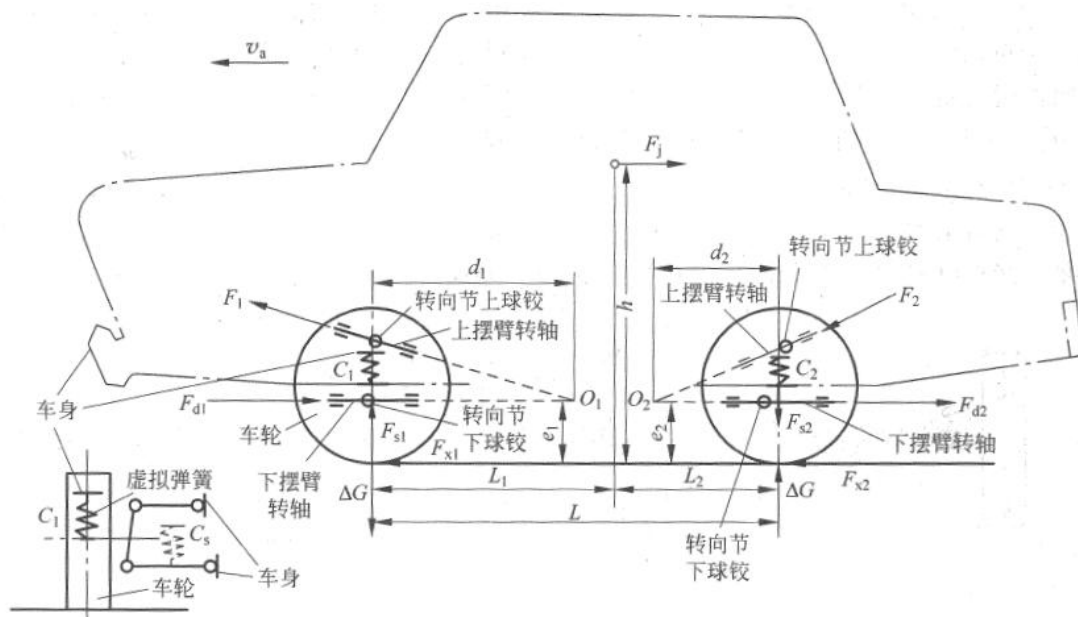


图 29 汽车加速时双横臂式独立悬架侧视图

$$\eta_x = \frac{e \cdot \beta \cdot L}{d \cdot h} \times 100\% \quad (10-3)$$

以上，可看出抗加速仰头率与抗制动点头率的差别仅在于桥间差速器的转矩分配系数与制动力分配系数的差别，其他几何参数相同。

一般对前轮驱动的汽车，前悬架的抗加速仰头率大于其抗制动点头率。对后轮驱动的汽车，后悬架的抗加速仰头率大于其抗制动点头率。后轮驱动轿车的后悬架抗加速仰头率一

一般为 80%~95%。

## 11 减振器的设计计算

为了改善汽车行驶平顺性和操作稳定性，在悬架中需要阻尼元件，起到降低共振幅度、衰减振动的作用。现代汽车上这种装置就是减振器。

### 11.1 减振器的工作特性

根据 7.1.3 节的分析，由悬架质量  $M$ 、弹簧刚度  $C$ 、减震器阻尼系数  $K$  组成单质量振动系统。 $q$  是输入路面的不平度函数。坐标  $z$  的原点取在平衡位置。

$$z = Ae^{-\sigma t} \sin(\sqrt{\omega_0^2 - \sigma^2} \cdot t + \alpha)$$

将上式绘制成  $A-t$ （振幅—时间）曲线，如图 17 所示。曲线指出：有阻尼自由振动时，质量  $M$  以圆频率  $\sqrt{\omega_0^2 - \sigma^2}$  振动，其振幅按  $e^{-\sigma t}$  衰减。

$$\text{有阻尼自由振动时的固有频率：} \omega_d = \sqrt{\omega_0^2 - \sigma^2} = \omega_0 \sqrt{1 - \psi^2}$$

$\psi = \sigma / \omega_0$  起名为悬架相对阻尼系数， $\sigma$  为系统的阻尼系数， $\omega_0$  为系统的固有频率。

将  $2\sigma = k/M$ ， $\omega_0^2 = C/M$  代入  $\psi = \sigma / \omega_0$  有：

$$\psi = \frac{k}{2\sqrt{CM}} \quad (11-1)$$

由上悬架质量-悬架组成的单自由度振动系统采用了具有线性阻尼特性的减振器，则该系统做自由衰减运动时，振动衰减的快慢取决于相对阻尼系数  $\psi$ 。由此可见悬架的主要阻尼性能参数有两个：一个是减震器阻尼系数  $k$ ，一个是相对阻尼系数  $\psi$ 。

### 11.2 减振器的性能

减震器的性能一般用阻尼力-位移特性和阻尼力-速度特性来表示。前者称为“示功图”，见图 30，后者称为“速度特性图”，见图 31。 $k$  减震器阻尼系数的物理意义是：悬架在自由振动的条件下，如果减震器活塞速度  $V$  与阻力  $F$  之间的特性关系是线性的，换句话说就是直线关系，即：

$$F = kV$$

$k$  是该直线的比例常数，即斜率。

如果减震器速度特性是非线性的即曲线关系，则：

$$F = kV^i$$

减震器阻尼系数  $k$  仍然代表曲线的斜率。在悬架小幅度振动范围内，速度特性可视为线性的关系。这样一来指数  $i$  在减震器卸荷阀打开时  $i=1$ ，此时称为线性阻尼特性。

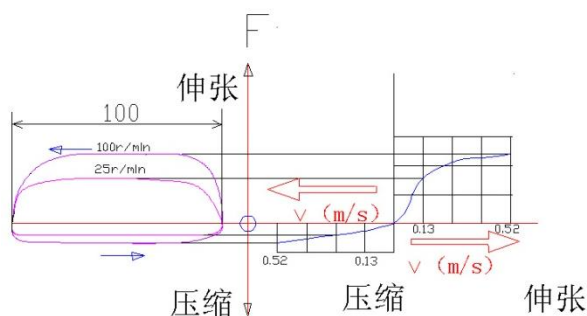


图 30 表示减震器行程为 100mm 以每分钟 100 次、25 次振动测得的阻力一位移特性（示功图）。

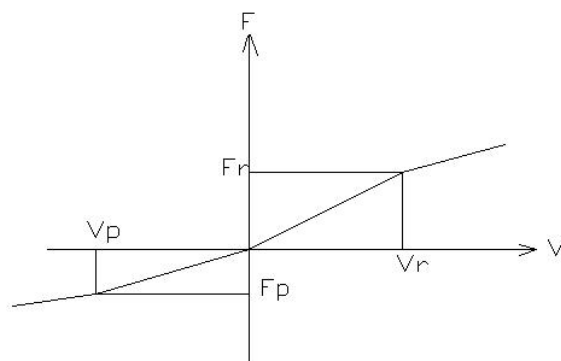


图 31 速度特性

### 11.3 相对阻尼系数 $\psi$ 的选择

由 11.1 节得知：相对阻尼系数  $\psi = \frac{k}{2\sqrt{CM}}$ 。

实践中，常常通过所测得的 A—T（振幅—时间）曲线如图 16 所示，根据两个相邻振幅的比值  $d$  来求出相对阻尼系数  $\psi$  值。然后再算出减震器阻尼系数  $k$  的大小。

具体计算公式如下：

$$\psi = \frac{1}{\sqrt{\frac{1+4\pi^2}{\ln^2 d}}} \quad (11-2)$$

其中  $d$  减幅系数，为图 16 中两个相邻的振幅  $A_1$  和  $A_2$  之比， $d = \frac{A_1}{A_2}$ 。

相对阻尼系数  $\psi$  的物理意义是指减震器的阻尼作用，同样大小的减震器阻尼系数  $k$ ，在与不同刚度、不同质量的悬架系统匹配时，会产生不同的阻尼效果。一般减震器的  $\psi$  值在 0—1 之间选择， $\psi$  值越大，运动性质就越接近非周期性（即不等时性），故  $\psi$  也称为非周期性系数。

相对阻尼系数  $\psi$  值取得大，能使振动迅速衰减，但会给车身带来较强烈的路面冲击力， $\psi$  值取得小，振荡衰减慢，平顺性变差。

通常把压缩行程的  $\psi_c$  值小于伸张行程的  $\psi_e$  值，一般取  $\psi_c = (0.25 \sim 0.5)\psi_e$ 。如果  $\psi_c = 0$ ，即减振器压缩时无阻尼，只在伸张时有阻尼作用，具有这种特性的减振器称为单

向作用减振器。

在设计时，往往先选取压缩和伸张行程相对阻尼系数的平均值，对于无内摩擦的弹性元件悬架（如麦氏悬架），取  $\psi = 0.25 \sim 0.35$ ；对于有内摩擦的的钢板弹簧悬架， $\psi$  值可取小些（因为板簧也有阻尼，由于摩擦造成）。对于后悬架，对于越野车， $\psi$  值应当取大些，且  $\psi_o$  值大于 0.3。为了避免后悬架碰到车架， $\psi_c$  也应该加大，可取  $\psi_c = 0.5\psi_o$ 。

为迅速衰减汽车振动又不把大的路面冲击传递到车身上，一般把减震器拉伸和压缩阻力按 8：2~6：4 的比例关系分配。

## 11.4 减振器阻尼系数 k 的计算

### 11.4.1 麦弗逊式独立悬架减振器阻尼系数的计算

见图 32：

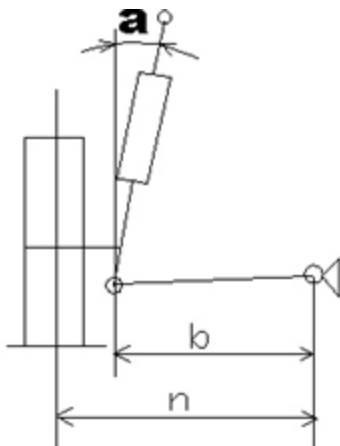


图 32 麦弗逊式独立悬架确定减震器阻尼系数力学模型

见图 16，单质量振动系统，减震器阻尼系数  $k = 2\psi\sqrt{CM}$

由于存在导向机构的杠杆比关系，所以减振器相对阻尼系数为：

$$k = (2\psi\sqrt{CM}) \cdot \frac{i^2}{\cos^2 \alpha} \tag{11-3}$$

其中， $i = n/b$

a 减震器安装角

### 11.4.2 双横臂式独立悬架减振器阻尼系数的计算

见图 16，图 18，单质量振动系统，减震器阻尼系数  $k = 2\psi\sqrt{CM}$ ，由于存在导向机构的杠杆比关系，所以减振器相对阻尼系数为：

$$k = \frac{2\psi \cdot \sqrt{CM}}{\left(\frac{l \cdot m \cdot \cos \theta}{p \cdot n}\right)^2} \tag{11-4}$$

## 11.5 减振器最大卸荷力的计算

为了减小传到车身的冲击力，有些减振器装有卸荷阀。当减振器活塞振动速度达到一定值时，卸荷阀被打开，使减振器所提供的最大阻尼力得到限制。此时活塞速度称为卸荷速度为  $V_x$ 。双向作用筒式减振器一般具有四个阀，即压缩阀，伸张阀，流通阀和补偿阀。流通阀和补偿阀是一般的单向阀，压缩阀和伸张阀时卸荷阀。

### 11.5.1 麦弗逊式独立悬架减振器最大卸荷力的计算

见图 16，图 32：单质量振动系统最大卸荷速度  $V_x = A \cdot \omega$ ，由于存在导向机构的杠杆比关系，所以减振器最大卸荷速度为：

$$V_x = A \cdot \omega \cdot \frac{\cos \alpha}{i} \quad (11-5)$$

其中：A 车身振幅 取±40mm  
 $V_x$  卸荷速度 一般为 0.15~0.3 m/s  
 $\omega$  悬架固有圆频率 rad/s

若伸张行程时的阻尼系数为  $K_0$ ，则最大卸荷力： $F_0 = k_0 \cdot V_x$

### 11.5.2 双横臂式独立悬架减振器最大卸荷力的计算

见图 16，图 18，单质量振动系统最大卸荷速度  $V_x = A \cdot \omega$ ，由于存在导向机构的杠杆比关系，所以减振器最大卸荷速度为：

$$V_x = A \cdot \omega \cdot \frac{l \cdot m \cdot \cos \theta}{p \cdot n} \quad (11-6)$$

其中：A 车身振幅 取±40mm  
 $V_x$  卸荷速度 一般为 0.15~0.3 m/s  
 $\omega$  悬架固有圆频率 rad/s

若伸张行程时的阻尼系数为  $K_0$ ，则最大卸荷力： $F_0 = k_0 \cdot V_x$

## 11.6 减振器主要尺寸的计算

减振器工作缸直径  $D$  可由最大卸荷力  $F_0$  和缸内允许压力  $[p]$  近似求得：

$$D = \sqrt{\frac{4F_0}{\pi \cdot [p] \cdot (1 - \lambda^2)}} \quad (11-7)$$

其中：

$[p]$  缸内允许压力： $[p]=3 \sim 4 \text{ N/mm}^2$

$\lambda$  活塞杆直径  $d$  与钢筒直径  $D$  之比  $\lambda = d/D = 0.3 \sim 0.35$

$D$  值应取标准缸径值：20、30、40、50、65 mm

工作缸筒用低碳无缝钢管制成，壁厚为 1.5~2mm。

贮油筒直径  $D_c = (1.35 \sim 1.5)D$ ，壁厚为 1.5-2mm。

## 12 稳定杆的设计计算

为了既获得比较大的静挠度（比较低的偏频），又得到比较大的侧倾角刚度，在汽车中采用稳定杆，见图 33。

当车轮做等辐跳动时，稳定杆不起作用。前悬中采用稳定杆有助于汽车的不足转向性，并改善汽车的蛇形行驶能力。

但当汽车在坑洼不平的路面行驶时，左右车轮的垂直位移不同，稳定杆被扭转，加强了左右车轮之间的运动关系，对行驶平顺性不利。

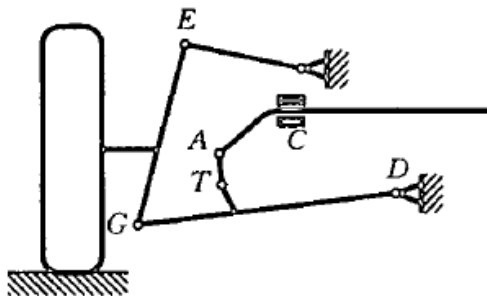


图 33 横向稳定杆安装示意图

当横向稳定杆用于整体桥非独立悬架时，其侧倾角刚度与车轮处的等效侧倾角刚度相等。当用于独立悬架时，横向稳定杆的侧倾角刚度  $C_{\Phi_b}$  与车轮处的等效侧倾角刚度  $C_{\Phi_w}$  之间的换算关系如下：

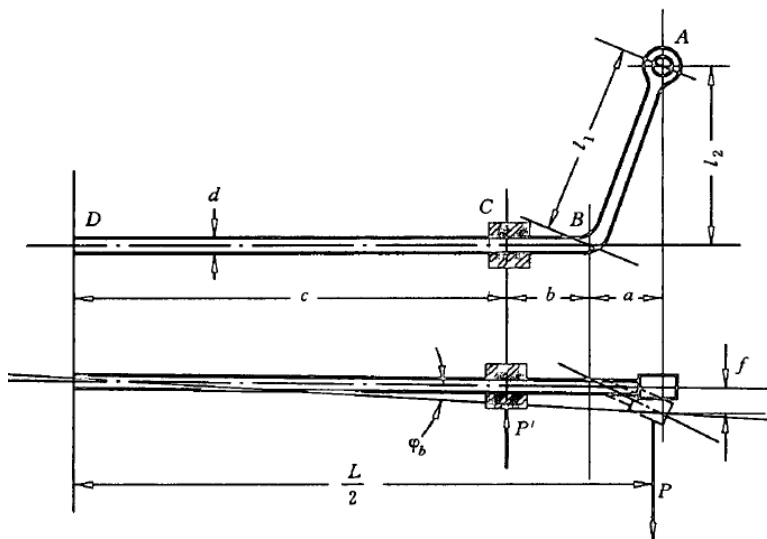


图 34 横向稳定杆计算用简图

见图 34，设汽车左右轮接地点处分别作用大小相等，方向相反的垂向力微量  $dF_w$ ，在该二力作用下左右车轮处的垂向位移为  $df_w$ ，相应的稳定杆端部受到的垂向力和位移分别为  $dF_b$  和  $df_b$ ，则有功相等：

$$dF_w \cdot df_w = dF_b \cdot df_b \quad (12-1)$$

而作用在稳定杆上的弯矩和转角分别为：

$$dM_b = dF_b \cdot L$$

$$d\Phi_b = \frac{2df_b}{L}$$

式中，L 横向稳定杆两端点间的距离  
则稳定杆的角刚度为：

$$C_{\Phi_b} = \frac{dM_b}{d\Phi_b} = \frac{1}{2} \bullet \frac{dF_b}{df_b} L^2 \quad (12-2)$$

同理，在车轮处的等效角刚度为：

$$C_{\Phi_w} = \frac{1}{2} \bullet \frac{dF_w}{df_w} B^2 \quad (12-3)$$

式中，B 轮距

则将式 (12-3) (12-1) 代入 (12-2) 有：

$$C_{\Phi_b} = C_{\Phi_w} \bullet \left(\frac{f_w}{f_b}\right)^2 \bullet \left(\frac{L}{B}\right)^2 \quad (12-4)$$

由于连接点处橡胶件的变形，稳定杆的侧倾角刚度会减小约 15%~30%。

当稳定杆两端受到大小相等、方向相反的垂向力 P 作用时，其断点的垂向位移可用材料力学的办法求出，具体为：

$$f = \frac{P}{3EI} \left[ l^3 - a^3 + \frac{L}{2}(a+b)^2 + 4l_2^2(b+c) \right] \quad (12-5)$$

式中：E 材料的弹性模量，E=2.06×10<sup>5</sup>MPa

$$I \text{ 稳定杆的截面惯性矩, } I = \frac{\pi d^4}{64} \text{ mm}^4$$

d 稳定杆的直径，mm

P 端点作用力，N

f 端点位移，mm

则稳定杆角刚度：

$$C_{\Phi_b} = \frac{3EIL^2}{2[l_1^3 - a^3 + \frac{L}{2}(a+b)^2 + 4l_2^2(b+c)]} \quad (12-6)$$

当稳定杆角刚度给定时，则稳定杆的直径为：

$$d = \sqrt[4]{\frac{128}{3\pi} \bullet \frac{C_{\Phi_b}}{L^2 E} [l_1^3 - a^3 + \frac{L}{2}(a+b)^2 + 4l_2^2(b+c)]} \quad (12-7)$$

一般情况下，稳定杆的最大应力发生在截面 B 的内侧，其大小与 B 处的圆角半径 R 有关，对于稳定杆最大扭转应力不应超过 800MPa，即：

$$\tau = \frac{16Pl_2K'}{\pi d^3} \leq [\tau] = 800MPa \quad (12-8)$$

式中：K' 曲度系数， $K' = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C}$

C 弹簧指数， $C = \frac{(2R+d)}{d}$

通常为了减小扭转应力，推荐 R 的取值不小于 1.25d。

## 13 动态仿真

数字样机为由计算机呈现的可替代物理样机功能的虚拟现实。通过数字样机，设计者可以创建，验证，优化和管理从概念到售后的产品生命周期全过程。

运动仿真是数字样机的重要功能之一，具有运动属性的数字样机可以替代实物样机供设计者分析与运动相关的性能和参数。运动仿真是数字化技术应用于产品开发过程的设计方案验证，功能展示，设计定型与结构优化阶段的必要环节。

汽车设计者常用 CATIA 软件中 DMU 模块或者 ADAMS 进行模拟。

## 14 样机试验

悬架设计主要是为了满足汽车的平顺性和操作稳定性，因此试验主要是对其进行验证。

### 14.1 汽车操纵稳定性试验

(1) 汽车操稳稳定性的评价常采用主观评价法和客观评价法。

客观评价法是通过测试仪器测出表征性能的物理量如横摆角速度、侧向加速度、侧倾角及转向力等来评价操作稳定性的方法。主观评价法就是感官评价，其方法是让试验评价人员根据试验时自己的感觉来进行评价。

研究汽车本身特性的开路系统只采用客观评价法。研究人-汽车闭路系统的试验常同时采用客观评价和主观评价法。

由于汽车是由于人来驾驶的，因此主观评价法始终是操作稳定性的最终评价方法。为了减小人评价的离散性，通常一组评价者为 10~25 名，用统计的方法来获得评价结果。

(2) 开路系统下的客观评价法

虽然对汽车建有物理模型，但理论模型还不能全面反映汽车的性能，因此进行开路系统下的客观评价法对其进行道路试验。

试验仪器与设备一般包括：角速度陀螺仪，垂直陀螺仪，侧（纵）向加速度计，车速测量仪，转向盘测力仪，操纵稳定性试验数据处理系统等。

试验项目和标准有：

- 1、转向轻便型试验——GB/T 6323.5—1996
- 2、稳态回转试验——GB/T 6323.6—1996
- 3、转向盘转角阶跃输入试验——GB/T 6323.2—1996
- 4、转向回正性能试验——GB/T 6323.4—1996
- 5、转向盘角脉冲输入试验——GB/T 6323.3—1996

### 14.2 汽车平顺性试验

(1) 汽车平顺性的评价按 GB/T 4970—1996《汽车平顺性随机输入行驶试验方法》进行。

(2) 汽车平顺性的主要内容

### 1、汽车悬挂系统的刚度、阻尼和惯性参数的测定

通过测定轮胎、悬架、座垫的弹性特性，可以求出在规定载荷下的轮胎、悬架、座垫的刚度。由加载曲线包围的面积，可以确定这些元件的阻尼。另外还要测量悬挂质量，非悬挂质量，车身质量分配系数等振动系统惯性方面的参数。

### 2、悬挂系统部分固有频率和阻尼比

### 3、汽车振动系统的频率响应函数的测定

### 4、在实际随机输入路面上的平顺性试验

### 5、汽车驶过凸块脉冲输入平顺性试验

#### (3) 平顺性试验数据的采集和处理

#### 1、测试仪器系统

包括加速度传感器，前置放大器和磁带记录仪或数据采集器。

#### 2、数据处理系统

#### 3、人体振级测量仪

## 参 考 文 献

- 1 华福林.悬架系统与底盘平台的匹配.2004.6
- 2 王宵锋.汽车底盘设计.北京：清华大学出版社，2010.4
- 3 余志生.汽车理论.北京.机械工业出版社.2009.3
- 4 约森.赖姆佩尔.悬架元件及底盘力学.长春：吉林科学技术出版社，1991.
- 5 约森.赖姆佩尔.汽车底盘基础.北京：科学普及出版社出版，1992.
- 6 刘伟信.汽车设计.北京：清华大学出版社，2001.7
- 7 逯德俊.汽车设计手册.长春：长春汽车研究所，1998.
- 8 刘建亚.吴臻.复变函数与积分变换.北京：高等教育出版社，2011.7
- 9 哈尔滨工业大学理论力学教研室.理论力学（II）.北京：高等教育出版社，2009.7

XXX

20120906