

摘 要

本文主要研究轻型汽车前独立悬架的设计分析方法以及轮胎磨损与悬架运动、前轮定位参数的关系。

首先对双横臂独立悬架的各主要组成部件如减振器的选型设计、横向稳定杆的设计校核、扭杆弹簧设计以及对双横臂式和麦弗逊式独立悬架的运动进行了分析，提出了相应的计算方法，编制了一套具有一定实用价值的前独立悬架设计分析软件。并且采用前轮定位仪，进行了实验验证。

论文对双横臂独立悬架参数提出以减小轮胎磨损为优化目标，进行了优化设计。提出了通过优选、调整悬架初始位置状态，以及优化确定转向横拉杆断开点位置的方法，来减小轮胎磨损。同时采用正交实验的方法分析了双横臂独立悬架各结构参数和安装参数对悬架性能和轮胎磨损的影响，确定出最大的影响因素及次要因素。

然后从轮胎模型入手分析前轮定位参数同轮胎磨损的关系。以轮胎磨损能量作为评价指标，选取刷子轮胎模型，对轮胎在稳态纵滑状态下、稳态纵滑侧偏状态下和边界条件下的轮胎磨损进行了分析研究，确定了量化模型。并以轮胎侧偏角为中间变量，建立了前轮定位参数同轮胎磨损之间关系的数学模型，进行了计算机仿真计算。从而可对悬架进行进一步的优化设计，以减小对轮胎磨损的影响，提高车辆的行驶性能和使用经济性。

关键词：汽车；独立悬架；轮胎磨损；定位参数

Abstract

The method of independent suspension design is studied in detail and the relation among suspension movement, front wheel alignment parameters and tyre wear is analysed in this paper.

Firstly, the design methods of main components of double-links independent suspension, including shock absorber's choosing, antiroll bar's calculation, torque bar spring's design, are presented and movement of double-links independent suspension is analysed. So a software which is used to design and analyse independent suspension is programmed. Meanwhile, the experiment to verify the result is made with the equipment of the front wheel alignment.

Then, an optimal design to minimize tyre wear is performed, which brings forward the way to reduce tyre wear through optimal choosing and modulating original deposition of double-link independent suspension and optimizing the cut point of track rodin. Furthermore, the method of orthogonal experiment is used to analyse the effect that the structure and fix parameters of double-link independent suspension have on the suspension performance and tyre wear. And the most important factor and the second important factor are confirmed.

Later, the relationship between front wheel alignment parameters and tire wear is analysed by studying the tire model. Tyre wear power taken as the evaluation parameter, tyre wear is studied under the situation of tyre side slip, lengthways slip and side-lengthways slip respective , and the calculation model of tyre wear is built by use of the brush tyre model. Then the math model of the relationship between the front wheel aligning parameters and tyre wear is obtained by taking the side slip angle of tyre as medium parameter, and the computer simulation is made. It can be used for optimal design of suspension so as to reduce the effect on tyre wear and to improve running performance and utilizing economy of vehicle.

KEY WORDS: automobile, independent suspension, tyre wear ,
alignment parameter

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，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。本人授权江苏大学可以将本学位论文的全部内容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和汇编本学位论文。

保密 ☐，在 年解密后适用本授权书。

本学位论文属于

不保密 ☒

学位论文作者签名：郭伟

2003 年 4 月 24 日

指导教师签名：何仁

2003 年 4 月 26 日

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容以外，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。对本文的研究做出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结果由本人承担。

学位论文作者签名：郭伟

日期：2003 年 4 月 24 日

第1章 前言

1.1 论文的研究目的和意义^{[1]~[3]}

悬架是现代汽车上重要的总成之一，它把车架（或车身）与车轴（或车轮）弹性地连接起来。其主要任务是传递作用在车轮和车架之间的一切力和力矩，并且缓和由不平路面传给车架（或车身）的冲击载荷，衰减由此引起的承载系统的振动，以保证汽车平顺地行驶。悬架通常分为独立悬架和非独立悬架。独立悬架有其自身的优越性：非簧载质量小，有利于提高驾乘舒适性；由于弹性元件只承受垂直载荷，使之可以采用刚度较小的弹簧，降低了车身振动的频率，改善了行驶平顺性；前轮采用独立悬架，取消前轴，可使发动机位置降低，汽车质心下降，从而提高了行驶稳定性；左右车轮单独跳动，减小了车身的倾斜和振动；同时正确的导向机构型式和参数，有助于消除前轮摆振现象等。由于具有众多的优越性，独立悬架得到了广泛的应用。

轮胎作为汽车的另一主要部件，它与汽车悬架共同缓和汽车行驶时所受到的冲击，同时保证和地面有良好的附着性，从而对汽车的动力性、制动性、经济性和操纵稳定性都有至关重要的影响。因此分析解决悬架运动时其定位参数对轮胎磨损的影响关系，对于提高汽车的性能很有意义。

本项目研究的主要目的就是通过分析研究独立悬架的运动特性以及各组成部件的特性，提出一套实用的轻型汽车前独立悬架设计分析方法，编制具有实用价值的前独立悬架设计分析软件，进行独立悬架的优化设计，使独立悬架的设计开发时间大大的缩短，为独立悬架的进一步开发研究提供一个有效的工具。其次是分析轮胎磨损的机理、磨损的评价、轮胎模型，从中找出轮胎磨损与定位参数之间的数学关系，从而确定悬架运动与轮胎磨损的关系，以便更好地进行独立悬架的优化设计，以解决轮胎磨损的问题。

1.2 国内外的研究现状与发展趋势

独立悬架早期单纯在轿车上使用，目前大部分轻型汽车以及越野汽车也采用独立悬架，同时，一些中型卡车及客车为提高驾乘的舒适性和行驶性能也开始采用独立悬架。在国外甚至一些轮式工程机械如吊车和重型卡车也采用了独立悬架。因此，对于独立悬

架设计技术,国内外都进行了研究。这些研究主要集中在以下几个方面:独立悬架设计方法;独立悬架参数对车辆行驶平顺性的影响;独立悬架参数对车辆操纵稳定性影响。国内的研究目前主要表现为:独立悬架和转向系的匹配;独立悬架与转向横拉杆长度及断开点确定;悬架弹性元件的设计分析;导向机构的运动分析;独立悬架对前轮定位参数的影响;独立悬架的优化设计等。国外除上述研究外,还进入了微观领域的研究,如用原子力学显微镜观察悬架材料内部聚合体的电子转化情况、研究悬架作为弹性介质的流变特性等,从而使得独立悬架向着智能化、轻量化、小型化、通用化方向发展。同时由于电子、微机技术的发展,使得独立悬架技术向半主动、主动悬架方向发展。

而对于轮胎磨损来说是轮胎力学和橡胶摩擦学交叉的边缘学科。在国外橡胶摩擦学,虽然 1785 年库仑提出了关于滚动摩擦的库仑定律,可后来研究人员仍然对于这个定律提出了修正。1955 年 D.Tabor 提出适用于弹性范围的摩擦公式;1947 年日本久田津川提出干摩擦公式;到 1971 年—1976 年, Schallamach、内田先生提出橡胶摩擦的“Schallamach”波观点。应该说发展是缓慢的,至今人们对橡胶磨损机理的研究仍然不断在深入。K.A.Grosch 还在进行轮胎磨耗与胶料磨耗之间关系的研究。在轮胎力学上,尽管在 1845 年已经出现了原始的充气轮胎,但直到 1935 年,德国的 R.schustor, P.weichsler 首次发现充气轮胎与地面接触部分的弹性滑动。1950 年,德国对轮胎的侧偏特性进行了理论分析和实验研究。1967 年德国的 F.Bohm 提出了有关轮胎的振动理论。1987 年日本酒井秀男出版了《轮胎工学—从入门到应用》,这本书提出《轮胎力学》的基本框架。在国内,庄继德 1996 年出版了《汽车轮胎学》,系统的论述了车轮磨损的问题。一些汽车管理部门、轮胎制造商、汽车制造厂相关技术人员对轮胎磨损,也做了相应的研究。

目前对独立悬架虽然有大量的研究,同时对于与之有关的零部件、轮胎也有一些研究,但是却鲜有对前独立悬架定位参数与轮胎磨损之间的必然联系的关系研究。本文另一主要目的就是通过研究轮胎的磨损机理,提出合理的轮胎磨损评价指标,并且选用轮胎刷子模型分析轮胎在稳态侧偏和纵滑等状态下的轮胎磨损,从而进一步找出前轮定位参数同轮胎磨损之间的量化关系,以便更好的进行独悬架的设计。

1.3 论文的主要研究内容

对于悬架研究的方法主要是动力学研究和运动学分析,所用手段则是五花八门,如用试验台架测试、计算机模拟仿真(如采用 ADAMS、ANASIS 软件等)等。而本论文

的研究目的则是本着在学习基本理论、原理的基础上,注重实用性和社会经济价值,同时力图在学术方面有所创新和突破。因此本论文的主要内容包括以下几个方面:

一 前独立悬架设计分析方法

第2章主要介绍双横臂独立悬架的主要组成部件减振器的设计选型、横向稳定杆的设计校核方法、扭杆弹簧设计方法以及双横臂独立悬架的运动分析方法,提出双横臂独立悬架的导向机构的优化设计方法,同时对麦弗逊式独立悬架的运动进行了分析研究。编制了前独立悬架设计分析软件,且采用前轮定位仪进行了实验验证,使得独立悬架的设计开发周期大大的缩短,同时也为独立悬架的进一步开发研究提供了一个有效的分析工具。

二、双横臂独立悬架正交实验分析及优化设计

第3章对双横臂独立悬架以减小轮胎磨损为目标,进行了优化设计。采用复合形法对双横臂独立悬架的结构参数和安装参数、以及初始状态位置和转向梯形断开点位置进行了优化计算。同时为了探求各个设计变量在设计过程中对设计目标的影响程度,采用正交实验方法分析双横臂独立悬架的结构参数和安装参数对悬架性能影响的大小,找出了主要的影响因素,使得独立悬架的设计工作更加便捷。

三 前轮定位参数与车辆使用性能的关系分析

第4章首先从轮胎胎面的磨损机理出发,确定轮胎磨损的评价指标。选取刷子轮胎模型为研究模型,分析其侧偏特性,确定其起滑点以及侧向变形和侧向力,从而确定其磨损能量。此外还对轮胎在纵滑侧偏工况下的轮胎磨损进行了分析研究,确定了量化模型。

第5章主要分析定位参数对轮胎磨损的影响。在第4章的分析基础上找出了轮胎的侧偏角对轮胎磨损的关系,并且以轮胎侧偏角为中间变量,建立了定位参数尤其是外倾角、前束角与轮胎磨损之间的数学关系,并进行了仿真计算。同时,由于在第2章的运动分析中已建立了悬架运动同定位参数变化的关系,使得悬架运动同轮胎磨损的关系可以建立,从而可对悬架进行进一步的优化设计。

前轮定位参数除了对轮胎磨损有影响外,还对车辆的行驶平顺性和操纵稳定性有影响。受时间和条件的限制,论文只是注重对轮胎磨损影响的研究。即使是对于轮胎磨损,其影响因素也是复杂多样的,论文只是针对其部分主要影响因素和常用工况下的磨损,做一些有益的探讨和研究。希望在今后的研究中能逐步考虑更多影响因素,以完善对轮胎磨损模型的描述。

第2章 轻型汽车前独立悬架的设计分析

独立悬架的特点是左右车轮不连在一根车轴上,而是单独通过悬架与车架(或车身)相连,每个车轮都能独立地上、下运动。目前常用的独立悬架有两种,即双横臂式和麦弗逊式。本章就以这两种形式的独立悬架为研究对象,针对其主要构成部件——减振器、横向稳定杆、弹性元件和导向机构的设计校核进行了分析。文中还应用 VISUAL BASIC 编制了前独立悬架设计分析软件。

2.1 双横臂独立悬架设计

根据已知的结构参数和安装参数,分析和计算出各悬架部件的关键性能参数,以便进行部件的设计和选取,同时进行必要的校核。

2.1.1 减振器的设计

主要是对筒式粘性阻尼减振器的主要结构和性能参数进行计算以及对减振器进行选型和校核。计算参数意义见图 2.1^[1]。

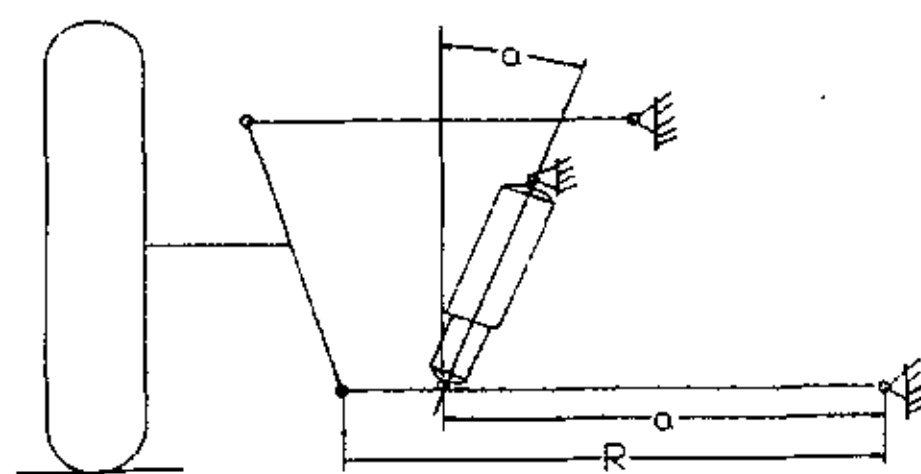


图 2.1 减振器安装示意图

2.1.1.1 计算参数选取原则^[2]

(1) 车身相对阻尼系数 DW

在选择时应考虑到 DW 的取值较大,能使系统振动迅速衰减,但会使较大的不平路面的冲击力传到车身;DW 选得过小,震动衰减过慢,不利于行驶平顺性。一般对无内摩擦弹性元件(螺旋弹簧)悬架,取 $DW=0.25—0.35$ 。对有内摩擦弹性元件(扭杆弹簧)悬架,DW 则取小一些。

(2) 伸缩阻力比 i 的选择

通常对减振器的要求：在压缩行程时减振器的阻尼应小，在伸张行程时减振器的阻尼应大。伸缩比 i 定义为 $i = \text{伸张阻力} / \text{压缩阻力}$ 。不同的伸缩比产生不同的轮荷波动，对汽车行驶性能（平顺性和接地性）产生不同影响。

i 的取值范围：前轴 2—5；后轴 1.5—4。

(3) 工作缸最大许用压力 P

P 为减振器所传递的最大阻力形成的液压力。

一般推荐值为 3.0 — 6.0 MPa，国标取 3.0—4.0 MPa。

(4) 连杆工作缸径比 L

双筒式取 0.4—0.5；单筒式取 0.3—0.35

(5) 工作缸径 D

国标 JB1459—85 中规定的工作缸径系列为：

20, 30, 40, 50, 65 mm

连杆直径 $d = L \times D$ ，储油筒直径 $D_c = 1.35D - 1.5D$ ，壁厚取 2mm。

2.1.1.2 减振器计算方法^[2]

(1) 确定车身相对阻尼系数 $DW = 0.28$ ，伸缩阻力比 $i = 0.25$ ，连杆直径与工作缸径比 L 根据减振器类型选择，单筒式取 0.325，双筒式取 0.45。

(2) 计算力臂传递比 $Fratio$

$$Fratio = \frac{R}{a \cos \alpha} \quad (2.1)$$

式中 R — 悬架下横臂长； a — 减振器下安装位置； α — 减振器安装位置角。

(3) 减振器阻尼系数 $coefficient$

$$coefficient = K_d \times Fratio^2 \quad (2.2)$$

式中： $K_d = 2Dw \times \sqrt{C \cdot m^2}$

(4) 减振器阻尼力 $Fcoefficient$

$$Fcoefficient = coefficient \times V_d \quad (2.3)$$

式中： $V_d = 0.524m/s^{-1}$

(5) 工作缸最大许用压力 P

$$P = \frac{8Fratio \cdot Fcoefficient}{\pi D^2 (Fratio + 1)(1 - L^2)} \quad (2.4)$$

2.1.2 横向稳定杆的设计 [3][4]

横向稳定杆如图 2.2 所示。横向稳定杆用来增大侧倾角刚度，从而改善稳定性。稳定杆是横置的扭杆弹簧，以阻止一个车轮相对另一个车轮作垂直运动。在这里主要是对其性能参数进行计算并进行强度校核。

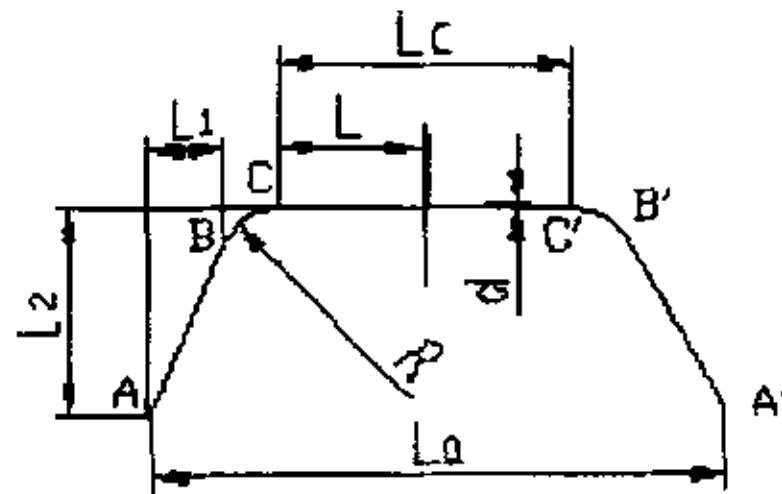


图 2.2 横向稳定杆结构示意图

2.1.2.1 横向稳定杆计算方法

(1) 侧倾角刚度计算 C_j

$$C_j = \frac{La^2}{2 \times \left(\frac{L_0^3}{3 \times 210000 \times i} + \frac{L_2^2 \times L + R \times R_a^2}{2 \times i \times 80000} \right)} \quad (2.5)$$

式中 La ， L ， R ， L_0 的含义如图 2.2 所示。

(2) 计算 C_j 的中间变量 j 、 Ra 、 L_0 、 i

$$j = \arctan\left(\frac{L_2}{L_1}\right) \quad (2.6)$$

$$Ra = \left[0.5 \times L_0^2 \times (j + 0.5 \times \sin 2j) + L_0 \times R \times \sin^2 j + 0.5 \times R^2 \times (j - 0.5 \times \sin 2j) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.7)$$

$$L_0 = (L_1^2 + L_2^2)^{\frac{1}{2}} - R \times [(L_1^2 + L_2^2)^{\frac{1}{2}} - L_1] / L_2 \quad (2.8)$$

$$i = 3.1415926 \times d^4 / 64 \quad (2.9)$$

(3) 横向稳定杆端部点力 Pa

$$Pa = \frac{C_j \times C}{L_a} \quad (2.10)$$

式中： C —为稳定杆端部的扭角；侧倾角刚度 C_j 由 (1) 确定。

(4) 最大弯曲应力 M

$$M = \frac{2Pa}{W_t} \sqrt{L_0^2 + R^2} \quad (2.11)$$

式中： W_t 由 (2.14) 式确定。

(5) 最大剪应力值在 C ， C' 点 T

$$T = \frac{Pa}{W_t} \sqrt{L_0^2 + R^2 + \frac{2R(L_0L_2 - RL_1)}{\sqrt{L_1^2 + L_2^2}}} \quad (2.12)$$

(6) 最大主应力在 BC, B'C'段 $Q_{\max}()$

$$Q_{\max} = \frac{Pa}{W_t} (R + 2\sqrt{L_0^2 + R^2}) \quad (2.13)$$

(7) 中间变量 W_t

$$W_t = \frac{3.1415926 \times d^3}{16} \quad (2.14)$$

$$L = L_c / 2$$

2.1.2.2 上述计算参数说明

(1) 车身侧倾角 C

汽车总体设计要求在侧倾惯性力等于 0.4 倍车重时，
货车侧倾角 $\leq 6^\circ \sim \leq 7^\circ$ ；轿车侧倾角 $\leq 2.5^\circ \sim \leq 4^\circ$ 。

(2) 侧倾角刚度 C_j

侧倾角刚度指簧载质量产生单位侧倾角时悬架给车身的弹性恢复力矩。其值的大小对车身侧倾角有很大的影响。一方面要求悬架有足够的侧倾角刚度以免侧倾角过大；另一方面又不能太大以免减弱驾驶员的路感。

(3) 最大弯曲应力 M 发生在 BC, B'C'段。

(4) 最大剪应力值 T 发生在 C, C' 点。

(5) 最大主应力 $Q_{\max}$ 发生在 BC, B'C'段。

2.1.3 扭杆弹簧设计^{[2][5]}

悬架中的扭杆弹簧作为弹性元件主要用来传递垂直力，并缓和由路面不平引起的冲击和振动。双横臂扭杆独立悬架中扭杆为纵向布置，扭杆为上（下）横臂的摆动轴线，相应横臂为扭杆杠杆臂。扭杆弹簧的设计，一般先由总体布置预定杠杆臂长度，根据期望的平顺性要求选择偏频，由杠杆臂外端垂直载荷计算扭杆直径、工作长度、布置角度，在此基础上进行端部设计和校核。

图 2.3 为车轮跳动各位置扭杆弹簧的扭角、受力、变形示意图。其中，扭杆扭角和外端点 B 垂直变形（挠度）以扭杆处于自由状态为基准度量， α 为杠杆臂 AB 与水平线的夹角，规定扭杆在水平下 α 为正，反之为负，其中 α_0 可作为扭杆装配角度。

2.1.3.1 主要计算方法

(1) 确定设计位置载荷 P_c 、杠杆臂长度 R 和设计位置夹角 c 。轻型汽车设计工况一般为满载位置。

(2) 根据平顺性要求确定悬架偏频 n 和静挠度 f_c ，计算动挠度 f_d 和悬架最大变形 $f_{\max}$ 。

$$f_d = c_f \times f_c \quad (2.15)$$

式中： c_f ——为动静挠度比。

$$f_{\max} = f_c + f_d \quad (2.16)$$

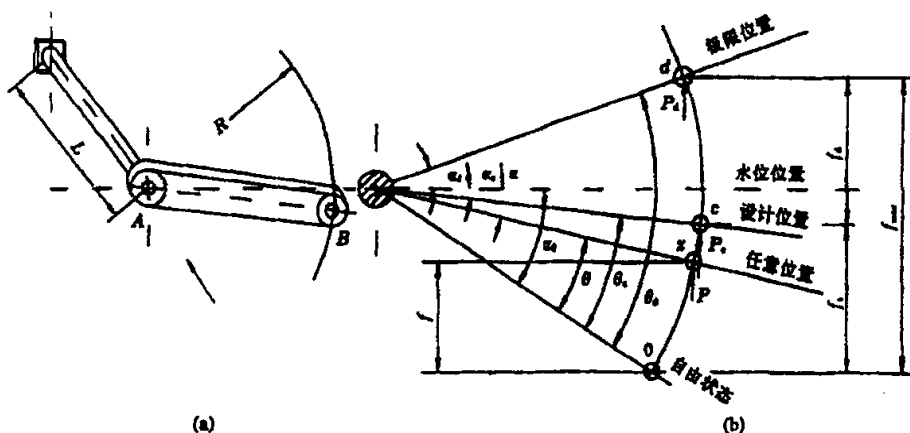


图 2.3 扭杆弹簧示意图

(3) 计算扭杆角度

自由状态时和水平方向的夹角

$$a_0 = \arcsin(f_c / R + \sin a_c) \quad (2.17)$$

最大变形时和水平方向的夹角

$$a_d = \arcsin(\sin a_c - f_d / R) \quad (2.18)$$

设计位置处扭杆的扭角

$$Q_c = a_0 - c \quad (2.19)$$

最大变形时扭杆的扭角

$$Q_d = a_0 - a_d \quad (2.20)$$

(4) 计算扭杆角刚度 C_t 、有效长度 L 、最大扭矩 $T_{\max}$ 和扭杆直径 d

$$C_t = \frac{P_c \cdot R \cdot \cos \alpha_c}{Q_c} \quad (2.21)$$

$$T_{\max} = C_t \cdot Q_d \quad (2.22)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 T_{\max}}{\pi \cdot t}} \quad (2.23)$$

$$L = \pi d^4 G / (32 C_t) \quad (2.24)$$

(5) 扭杆端部设计

端部一般制成花键或六角型,花键应参照国标确定。一般通过匹配花键齿 z 和模数 m ,使其端部直径 D 在 $(1.2 \sim 1.4)d$ 之间。花键齿型为渐开线,压力角为 45° ,模数和齿数按表 2.1 取:

表 2.1 花键齿模数

m=0.75mm										m=1.0mm				
Z	25	28	31	34	37	40	43	46	49	38	40	43	46	49

(6) 过渡部分设计。

扭杆过渡部分一般为圆锥过渡或圆弧过渡,如下图所示, l_g 为过渡部分长度; l_c 为过渡部分当量长度; l 为中间部分长度。

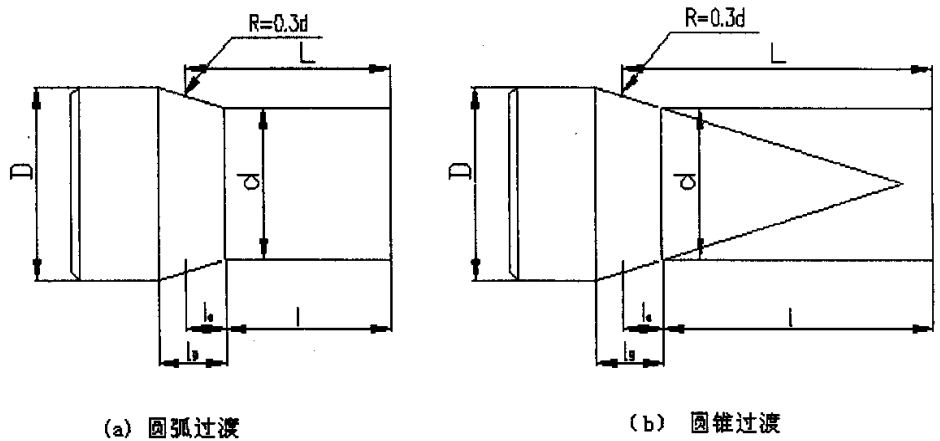


图 2.4 扭杆过渡部分几何尺寸

圆弧过渡(圆弧半径 $R=3.0d$)

$$l_g = d \left[3 \left(\frac{D}{d} - 1 \right) - \frac{\left(\frac{D}{d} - 1 \right)^2}{2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.25)$$

$$le = \frac{lg}{48(\frac{D}{d})^3} \left[8 + 10\frac{D}{d} + 15(\frac{D}{d})^2 + 15\frac{(\frac{D}{d})^3}{\sqrt{\frac{D}{d}-1}} \arctan \sqrt{\frac{D}{d}-1} \right] \quad (2.26)$$

圆锥过渡：锥顶角一般为 30 度，再以半径为 1.5d 的圆弧连接。

$$lg = (D - d) \cot \beta / 2 \quad (2.27)$$

$$le = \frac{lg}{3} \left[\frac{d}{D} + (\frac{d}{D})^2 + (\frac{d}{D})^3 \right] \quad (2.28)$$

2.1.3.2 参数选择说明

(1) 偏频 n ：指汽车前、后悬架与其簧载质量组成的振动系统的固有频率，是影响汽车行驶平顺性的主要参数之一。

(2) 静挠度 f_c ：前后悬架系统的偏频及静挠度的匹配，对汽车行驶平顺性有很大的影响。一般使前、后静挠度值及偏频值应接近些，以免造成较大的车身纵向振动。

(3) 动挠度 f_d ：为了防止在不平道路上行驶时经常冲击缓冲快，悬架还必须具备足够的动挠度。

各参数选择范围如表 2.2^[5]所示。

表 2.2 悬架偏频及动、静挠度取值

车 型	满载时的偏频/HZ		静挠度/mm		动挠度/mm	
	前悬架	后悬架	前悬架	后悬架	前悬架	后悬架
轻型客车中级轿车	1.0-2.1	1.7-2.17	120-240	120-180	80-110	100-140
高级轿车	0.83-1.13	0.98-1.3	150-260	150-250	80-110	100-140

(4) 扭杆的许用应力 t 及弹性模量 G 的取值主要与材料有关。

其取值如下表 2.3 所示：

表 2.3 扭杆的许用应力 t 及弹性模量 G 的取值

热处理	用应力 $[t]/N \cdot mm^{-2}$	弹性模量 $G/N \cdot mm^{-2}$
淬火、喷丸及预压缩	980—1029	72520

某轻型货车双横臂独立悬架的计算实例如下：

已知：某轻型货车的前悬架为上置扭杆双横臂独立悬架，上横臂长度 $R=303mm$ ， $P_c=13730N$ ， $\alpha_c=3.7$ ，偏频=1.4HZ，静挠度 $f_c=126.5mm$ ， $[\tau]=1000N/mm^2$ ， $G=72520N/mm^2$

双横臂独立悬架计算结果如表 2.4 所示：

表 2.4 计算结果

动挠度 (mm)	101.2	自由状态水平 夹角 α_0 (度)	28.80	最大变形时水 平夹角 α_d	-15.65	扭杆刚度 (N. mm/rad)	9470
最大变形 (mm)	227.7	扭杆直径 (mm)	31.96	有效工作长度 (mm)	904		

表 2.5 端头部分计算结果

端头直径 (mm)	43	端头花键模数 (mm)	1
端头花键齿数	43	端头花键齿压力角 ($^{\circ}$)	45
圆弧过渡尺寸	单位: (mm)	圆锥过渡尺寸	单位: (mm)
过渡半径	90.230	过渡半径	49.615
过渡部分长度	30.585	过渡部分长度	8.594
过渡部分当量长度	22.167	过渡部分当量长度	14.858
		锥顶角	20 ($^{\circ}$)

2.1.4 双横臂独立悬架运动分析方法^{[3] [6][7]}

以无主销式双横臂悬架为模型，利用空间解析几何，分析双横臂独立悬架的参数随车轮跳动的变化关系。以下横臂端点的 Z 坐标为自变量可计算初始状态时各参数的值，以及 Z 取不同值时的瞬时状态的各参数的值及其变化量。

2.1.4.1 参数说明

计算模型简图 2.5 如下：

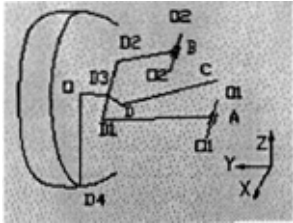


图 2.5 双横臂独立悬架计算模型简图

1) A 点的坐标说明：

过下横臂端点 D_1 点作垂直于轴 $O_1 - O_1$ 的平面，交轴 $O_1 - O_1$ 于 A 点， l_a 、 m_a 、 n_a 为轴 $O_1 - O_1$ 的方向角，轴 $O_1 - O_1$ 是固定在车架上的下横臂轴。

2) B 点的坐标说明：

过 D_2 点作垂直于轴 $O_2 - O_2$ 的平面，交轴 $O_2 - O_2$ 于 B 点， l_b 、 m_b 、 n_b 为轴 $O_2 - O_2$ 的方向角，轴 $O_2 - O_2$ 是固定在车架上的上横臂轴。

3) D_1 为下横臂球头销中心点。

4) D_2 为上横臂球头销中心点。

- 5) D_3 为主销中间节点。
- 6) C 点为转向横拉杆断开点 (由转向机位置决定)。
- 7) D 点为转向球头销中心。
- 8) 长度 L_1 为 D_1 到 A 点的距离。
- 9) 长度 L_3 为 D_2 到 B 点的距离。
- 10) 长度 L_2 为 D_1 到 D_2 点的距离。
- 11) 长度 L_7 为转向横拉杆长度。
- 12) 长度 L_8 为转向节臂球头销中心到车轮中心距离。
- 13) 长度 L_k 为轮心 O 点到主销距离。
- 14) 长度 L_g 为 D 点到主销距离。
- 15) 长度 J、转角 Q 含义见图 2.7。
- 16) 长度 $J_g = D_1G$ 见图 2.6。
- 17) Z_1 坐标为 D_1 点的 Z 坐标。
- 18) R_0 为车轮中心到 D_3 的距离。

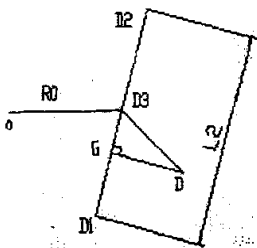


图 2.6 转向节臂投影图

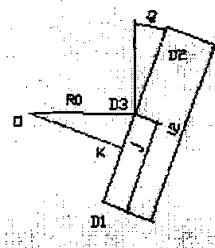


图 2.7 车轮中心投影图

注:计算时转向梯形取位于车轴前侧

- 19) 上、下横臂长的比值

上、下横臂长的比值对外倾角变化的影响很大, 所以对其选择要慎重。根据国内外轿车设计经验, 在初选尺寸时, 这一比值取 0.65 为宜。下表列出了一些国内外双横臂独立悬架的设计参数。

表 2.6 一些车型双横臂独立悬架的参数[3]

车牌名	上臂长 A/mm	下臂长 C/mm	球销距 B/mm	A/C	A/B
奔驰 600	330	479	256	0.702	1.29
伏尔加	200	445	250	0.450	0.80
雷诺	215	350	200	0.610	1.07
王子	245	305	200	0.800	1.22
雪佛兰	190	330	215	0.600	0.89

20) 侧倾中心高度 Q

侧倾中心高度离车身质心近,可使侧倾力臂及侧倾力矩小些,结果车身侧倾角也小,侧倾中心过高会使车身侧倾时轮矩变化过大,轮胎磨损加剧。一般现代轿车推荐侧倾中心高度为 38—90mm,距轮中心距离变化为 5.1—8.6 mm[6]。

21) 前轮定位参数

为了保证汽车稳定地直线行驶,汽车前轮都设有前轮外倾角、主销内倾角、主销后倾角、前束等定位参数。

① 主销内倾角 J1

其作用可使前轮依靠汽车本身的重力回正,保证汽车直线行驶。并可控制轮胎中心线与主销中心线交点位置,使操纵更轻便,同时减少轮胎的磨损。主销内倾角是在前轴设计中确定的,一般取值为货车 6° — 8° 之间,轿车要更大些。轮胎中心线交点多设在地面以下。

② 主销后倾角 J2

其作用可使转向轮中心线与地面交点在轮胎接地点之前,当车轮偏离直线方向时,在轮胎接地点处的作用力绕主销的稳定力矩正好同车轮偏转方向相反,从而使车轮回正。但稳定力矩越大,转向时需要克服的阻力也越大,使转向沉重。另外,在汽车转向时,主销后倾角使汽车内侧有升高的趋势,高速转弯容易翻车,因此不宜选择过大,一般在 -1° — 3° 之间。

③ 前轮外倾角 J3

其作用是保证汽车满载时抵消车桥变形,使轮胎垂直于路面,并可减小外轮毂轴承的载荷。此角度是在转向节设计中确定的,取值为货车 1° 左右,轿车接近 0° 。

④ 车轮前束 J4

由于车轮外倾角的影响和路面阻力大多作用在车轮侧推力的外侧,使车轮有外滚趋势,因此为减轻这一趋势,使车轮接近纯滚动状态,而使轮胎有前束角。其值由整车生产厂经验得出,并可通过改变转向横拉杆长度来调整。范围在 0—8mm 之间。

2.1.4.2 主要计算方法[6]

在分析计算时选用与总布置相同的坐标系(汽车坐标系)。求解的步骤是先以下控制臂球头销中心 D_1 为起始点,进而再求出 D_2 、 D_3 、O 及接地点 D_4 。

1)、 $D_1(x_1, y_1, z_1)$ 点坐标

在求解时,选用 Z_1 为自变量,求 X_1 , Y_1 。设 $O_1 - O_1$ 轴方向余弦为 l_a , m_a , n_a ,

过 D_1 作垂直于轴 $O_1 - O_1$ 的平面 π_1 与 $O_1 - O_1$ 轴交与 $A(x_a, y_a, z_a)$, 这样, 轴线 $O_1 - O_1$ 就是平面 π_1 的法线, 而 D_1A 的理论长度就是下臂长 L_1 , 这样 D_1 的轨迹应满足两个约束条件: (1) D_1 点在平面 π_1 内; (2) D_1 点到 A 点的距离为 L_1 , 因此列方程组如下:

$$\begin{cases} l_a(x_1 - x_a) + m_a(y_1 - y_a) + n_a(z_1 - z_a) = 0 \\ (x_1 - x_a)^2 + (y_1 - y_a)^2 + (z_1 - z_a)^2 = L_1^2 \end{cases} \quad (2.29)$$

对于任意给定的 Z_1 值, 可由上述方程组解出对应的 X_1, Y_1 。

$$\begin{aligned} p_a &= l_a + m_a \\ q_a &= 2m_a n_a (Z_1 - Z_a) \\ \text{令: } R_a &= (n_a^2 + l_a^2)(Z_1 - Z_a)^2 - l_a^2 L_1^2 \\ T_a &= -q_a \pm \sqrt{q_a^2 - 4p_a R_a} \end{aligned}$$

则方程组的解为:

$$y_1 = y_a + \frac{T_a}{2p_a} \quad (2.30)$$

$$x_1 = x_a - \frac{T_a m_a}{2p_a l_a} - \frac{n_a(z_1 - z_a)}{l_a} \quad (2.31)$$

(2) $D_2(x_2, y_2, z_2)$ 点坐标。

同理, 设 $O_2 - O_2$ 轴方向余弦为 l_b, m_b, n_b , 过 D_2 作垂直于轴 $O_2 - O_2$ 的平面 π_2 与 $O_2 - O_2$ 轴交与 $B(x_b, y_b, z_b)$, 这样, 轴线 $O_2 - O_2$ 就是平面 π_2 的法线, 而 D_2A 的理论长度就是下臂长 L_1 , 从而得出 D_2 的轨迹应满足三个约束条件: (1) D_2 点在平面 π_2 内; (2) D_2 点到 B 点的距离为定长 L_3 ; (3) D_2 点到 D_1 点的距离为定长 L_2 。因此列方程组如下

$$\begin{cases} l_b(x_2 - x_b) + m_b(y_2 - y_b) + n_b(z_2 - z_b) = 0 \\ (x_2 - x_b)^2 + (y_2 - y_b)^2 + (z_2 - z_b)^2 = L_2^2 \\ (x_2 - x_b)^2 + (y_2 - y_b)^2 + (z_2 - z_b)^2 = L_3^2 \end{cases} \quad (2.32)$$

$$G_1 = \frac{1}{2} [l_2^2 - l_3^2 - (x_b - x_1)^2 + (y_b - y_1)^2 + (z_b - z_1)^2]$$

$$\begin{aligned} \text{令: } U_1 &= l_b(y_b - y_1) - m_b(x_b - x_1) \\ V_1 &= l_b(z_b - x_1) + n_b(x_b - x_1) \end{aligned}$$

$$p_1 = \frac{1}{l_b^2} \left[\left(\frac{V_1}{U_1} \right)^2 + 1 - \left(n_b \frac{V_1}{U_1} + m_b \right)^2 \right]$$

$$q_1 = \frac{2G_1}{l_b U_1^2} (n_b m_b U_1 - (1 - n_b^2) V_1)$$

$$R_1 = \frac{1}{U_1^2} (1 - n_b^2) G_1^2 - L_3^2$$

$$T_1 = -q_1 \pm \sqrt{q_1^2 - 4p_1 R_1}$$

则解得：

$$z_2 = z_b + \frac{T_1}{2P_1} \quad (2.32)$$

$$y_2 = y_b + \frac{G_1 l_b}{U_1} - \frac{T_1 V_1}{2P_1 U_1} \quad (2.33)$$

$$x_2 = x_b + \frac{G_1 m_b}{U_1} - \frac{T_1 (n_b U_1 - m_b V_1)}{2P_1 U_1 l_b} \quad (2.34)$$

舍去一组不合适的值，就得到了 D_2 点的坐标。

(3) 主销后倾角和主销内倾角

根据定义，得到相对坐标系的各倾角如下：

$$\text{主销内倾角 } Wn = \text{tg}^{-1} \left(\frac{y_1 - y_2}{z_1 - z_2} \right) \quad (2.35)$$

$$\text{主销后倾角 } Wh = \text{tg}^{-1} \left(\frac{x_1 - x_2}{z_1 - z_2} \right) \quad (2.36)$$

相对地面的主销后倾角为 $W_{hd} = Wh - Wc$ ， Wc 为车架倾斜角。

(4) 关于 $C(x_6, y_6, z_6)$ 点的坐标

因为独立悬架在一个转向轮上下跳动时，不影响另一个轮的运动，所以转向拉杆要做成断开式的，在没有转向的直线行驶情况下，转向拉杆断开处的球头销中心是不动的。在车轮跳动过程中，转向拉杆随着车轮跳动绕该轴转动。在有转向的时候，相当于转向拉杆断开处的球头销中心是不动，而转向拉杆断开处的球头销中心到转向节臂球头销中心点的距离变小。

(5) $D(x_5, y_5, z_5)$ 的坐标值。

与求 D_2 坐标一样，设主销中心连线 $D_1 D_2$ 的方向余弦为 l_c, m_c, n_c ，则有：

$$l_c = \frac{1}{L_2} (x_2 - x_1) \quad (2.37)$$

$$m_c = \frac{1}{L_2} (y_2 - y_1) \quad (2.38)$$

$$n_c = \frac{1}{L_2}(z_2 - z_1) \quad (2.39)$$

过转向节球头销中心点 D 作垂直于主销中心线 D_1D_2 的平面 π_3 与 D_1D_2 轴交于 G (x_g, y_g, z_g) ，这样，轴线 D_1D_2 就是平面 π_3 的法线，而 DG 的理论长度就是 D 到主销中心线的距离，设其长 L_g ，从而得出 D 的轨迹应满足三个约束条件：(1) D 点在平面 π_3 内；(2) D 点到 D_1D_2 的距离为定长 L_g ；(3) D 点到转向拉杆断开点 C 点的距离为定长 L_7 （转向横拉杆长度）。因此列方程组如下

$$\begin{cases} l_c(x_5 - x_g) + m_c(y_5 - y_g) + n_c(z_5 - z_g) = 0 \\ (x_5 - x_g)^2 + (y_5 - y_g)^2 + (z_5 - z_g)^2 = L_g^2 \\ (x_5 - x_6)^2 + (y_5 - y_6)^2 + (z_5 - z_6)^2 = L_7^2 \end{cases} \quad (2.40)$$

$$G_2 = \frac{1}{2}[l_7^2 - l_g^2 - (x_g - x_6)^2 + (y_g - y_6)^2 + (z_g - z_6)^2]$$

$$\text{令 } U_2 = l_c(y_g - y_6) - m_c(x_g - x_6)$$

$$V_2 = l_c(z_g - x_6) + n_c(x_g - x_6)$$

$$p_2 = \frac{1}{lc} \left[\left(\frac{V_2}{U_2} \right)^2 + 1 - \left(n_c \frac{V_1}{U_2} + m_c \right)^2 \right]$$

$$q_2 = \frac{2G_2}{l_c U_2^2} (n_c m_c U_2 - (1 - n_c^2) V_2)$$

$$R_2 = \frac{1}{U_2^2} (1 - n_c^2) G_2^2 - L_g^2$$

$$T_2 = -q_2 \pm \sqrt{q_2^2 - 4p_2 R_2}$$

解方程组得：

$$z_5 = z_g + \frac{T_2}{2P_2} \quad (2.41)$$

$$y_5 = y_g + \frac{G_2 l_g}{U_2} - \frac{T_2 V_2}{2P_2 U_2} \quad (2.42)$$

$$x_5 = x_g + \frac{G_2 m_g}{U_2} - \frac{T_2 (n_g U_2 - m_g V_2)}{2P_2 U_2 l_g} \quad (2.43)$$

两组解中，选择符合实际意义的一组解，就得到了 D_5 的坐标值。

(6) 车轮中心 $O(x_o, y_o, z_o)$ 的坐标值。

同理，设转向节球头销中心 D 到车轮中心的距离为 L_8 ，车轮中心到主销 D_1D_2 的距离为 L_k ，过车轮中心 O 点，作垂直与主销中心线 D_1D_2 的平面，与主销中心线 D_1D_2 交于点 K (x_k, y_k, z_k) ，OK 之间的距离就是 L_k ，这样车轮中心满足下列方程：

$$\begin{cases} l_c(x_0 - x_k) + m_c(y_0 - y_k) + n_c(z_0 - z_k) = 0 \\ (x_0 - x_k)^2 + (y_0 - y_k)^2 + (z_0 - z_k)^2 = L_k^2 \\ (x_0 - x_s)^2 + (y_0 - y_s)^2 + (z_0 - z_s)^2 = L_s^2 \end{cases} \quad (2.44)$$

令

$$G_3 = \frac{1}{2} [l_s^2 - l_k^2 - (x_k - x_s)^2 + (y_k - y_s)^2 + (z_k - z_s)^2]$$

$$U_3 = l_c(y_k - y_s) - m_c(x_k - x_s)$$

$$V_3 = l_c(z_k - z_s) + n_c(x_k - x_s)$$

$$p_3 = \frac{1}{l_c^2} \left[\left(\frac{V_3}{U_3} \right)^2 + 1 - \left(n_c \frac{V_3}{U_3} + m_c \right)^2 \right]$$

$$q_3 = \frac{2G_3}{l_c U_3^2} (n_c m_c U_3 - (1 - n_c^2) V_3)$$

$$R_3 = \frac{1}{U_3^2} (1 - n_c^2) G_3^2 - L_k^2$$

$$T_3 = -q_3 \pm \sqrt{q_3^2 - 4p_3R_3}$$

解方程组得:

$$z_o = z_k + \frac{T_3}{2P_3} \quad (2.45)$$

$$y_o = y_k + \frac{G_3 l_c}{U_3} - \frac{T_3 V_3}{2P_3 U_3} \quad (2.46)$$

$$x_o = x_k + \frac{G_3 m_c}{U_3} - \frac{T_3 (n_c U_3 - m_c V_3)}{2P_3 U_3 l_c} \quad (2.47)$$

取一组合适的解, 就得到了 O 点的坐标值。

(7) 关于 G(x_g, y_g, z_g) 和 K(x_k, y_k, z_k) 的坐标值。

G 点和 K 点分别是转向节臂球头销中心 D 点和车轮中心 O 点在主销 D₁D₂ 直线上的投影点, 可利用定比分点计算。参见图 2.6 和图 2.7。

令 D₁G=J_g, 则

$$\lambda_g = \frac{J_g}{L_2 - J_g} \quad (2.48)$$

$$x_g = \frac{x_1 + \lambda_g x_2}{1 + \lambda_g} \quad (2.49)$$

$$y_g = \frac{y_1 + \lambda_g y_2}{1 + \lambda_g} \quad (2.50)$$

$$z_g = \frac{z_1 + \lambda_g z_2}{1 + \lambda_g} \quad (2.51)$$

同样 K 点坐标也可求得 (参见图 2.7) Q_c、R₀、J、L₂ 都是已知量。则

$$\lambda_k = \frac{D_1 K}{KD_2} = \frac{J - R_0 \sin Q_C}{L_2 - J + R_0 \sin Q_C} \quad (2.52)$$

$$x_k = \frac{x_1 + \lambda_k x_2}{1 + \lambda_k} \quad (2.53)$$

$$y_k = \frac{y_1 + \lambda_k y_2}{1 + \lambda_k} \quad (2.54)$$

$$z_k = \frac{z_1 + \lambda_k z_2}{1 + \lambda_k} \quad (2.55)$$

(8) $D_3(x_3, y_3, z_3)$ 点坐标值

参见图 2.7, D_3 与 D_1 、 D_2 点坐标有如下关系:

$$\lambda_3 = \frac{J}{L_2 - J} \quad (2.56)$$

$$x_3 = \frac{x_1 + \lambda_3 x_2}{1 + \lambda_3} \quad (2.57)$$

$$y_3 = \frac{y_1 + \lambda_3 y_2}{1 + \lambda_3} \quad (2.58)$$

$$z_3 = \frac{z_1 + \lambda_3 z_2}{1 + \lambda_3} \quad (2.59)$$

(9) 车轮接地点 $D_4(x_4, y_4, z_4)$ 点坐标值

设轮轴的方向余弦为 l_d, m_d, n_d

$$l_d = \frac{1}{R_0}(x_0 - x_3) \quad (2.60)$$

$$m_d = \frac{1}{R_0}(y_0 - y_3) \quad (2.61)$$

$$n_d = \frac{1}{R_0}(z_0 - z_3) \quad (2.62)$$

由于轮轴中心线就是轮心平面的法线, 所以轮心平面的平面方程为:

$$l_d(x - x_0) + m_d(y - y_0) + n_d(z - z_0) = 0 \quad (2.63)$$

它与 $z=z_0$ 平面的交线方程为:

$$l_d(x - x_0) + m_d(y - y_0) = 0 \quad (2.64)$$

过 $O(x_0, y_0, z_0)$ 点作垂直于交线的平面 π_5 , 则其方程为:

$$m_d(x_4 - x_0) - l_d(y_4 - y_0) = 0 \quad (2.65)$$

因此, 车轮接地点 $D_4(x_4, y_4, z_4)$ 点必须满足以下三个约束方程:

$$\begin{cases} l_d(x_4 - x_0) + m_d(y_4 - y_0) + n_d(z_4 - z_0) = 0 \\ (x_4 - x_0)^2 + (y_4 - y_0)^2 + (z_4 - z_0)^2 = R^2 \\ m_d(x_4 - x_0) - l_d(y_4 - y_0) = 0 \end{cases} \quad (2.66)$$

解得:

$$x_4 = x_0 + \frac{l_d n_d R}{\sqrt{1 - n_d^2}} \quad (2.67)$$

$$y_4 = y_0 + \frac{m_d n_d R}{\sqrt{1 - n_d^2}} \quad (2.68)$$

$$z_4 = z_0 - R\sqrt{1 - n_d^2} \quad (2.69)$$

(10) 车轮外倾角, 轮距及前束

根据坐标系及车轮外倾角的正负规则, 车轮外倾角为:

$$Wa = \sin^{-1}\left(\frac{z_3 - z_0}{R_0}\right) \quad (2.70)$$

任意状态下的轮距为: $l_e = 2 \cdot y_4$

前束值: 根据前束角的定义及正负值的规定, 考虑所给的坐标系, 前束角为

$$\theta = \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{x_3 - x_0}{y_0 - y_3} \right) \quad (2.71)$$

$$\text{前束值为 } Y_\theta = 2R \cdot \operatorname{Rin} \theta \quad (2.72)$$

(11) 车轮转臂

首先求出主销中心线于车轮接地点的坐标

主销中心线方程为:

$$\frac{x - x_1}{l_c} = \frac{y - y_1}{m_c} = \frac{z - z_1}{n_c} \quad (2.73)$$

$$\text{而地面方程为: } z = z_0 - R\sqrt{1 - n_d^2} \quad (2.74)$$

两个方程的解, 就是主销中心线与地面的交点的坐标 $P_s(x_r, y_r, z_r)$

$$x_r = x_1 + \frac{l_c}{n_c} (z_0 - R\sqrt{1 - n_d^2} - z_1) \quad (2.75)$$

$$y_r = y_1 + \frac{m_c}{n_c} (z_0 - R\sqrt{1 - n_d^2} - z_1) \quad (2.76)$$

则车轮转臂为车轮接地点到主销中心线与地面的交点之间的距离:

$$l_r = \sqrt{(x_4 - x_r)^2 + (y_4 - y_r)^2} \quad (2.77)$$

(12) 侧倾中心高度

瞬心 $M(x_m, y_m, z_m)$ 是上、下控制臂中心延长线的的交点, (参见图 2.5) 则可由两点式写出方程

$$\frac{z_b - z_2}{y_b - y_2} = \frac{z - z_2}{y - y_2} \quad (2.80)$$

$$\frac{z_a - z_2}{y_a - y_2} = \frac{z - z_2}{y - y_2} \quad (2.79)$$

两个方程的解就是瞬心 $M(x_m, y_m, z_m)$ 的坐标值,

$$\text{令 } k_1 = \frac{z_a - z_1}{y_a - y_a} \quad (2.80)$$

$$k_2 = \frac{z_b - z_1}{y_b - y_a} \quad (2.81)$$

$$\text{解得: } y_m = \frac{z_1 - z_2 - y_1 k_1 + y_2 k_2}{k_2 - k_1} \quad (2.82)$$

$$z_m = z_1 + k_1(y_m - y_1) \quad (2.83)$$

连接 D_4 , M 点与汽车中心线 (横向中心) 交于点 S , S 到地面的距离就是侧倾中心高度 H_h 。

$$H_h = y_4 \cdot \left(\frac{z_m - z_4}{y_4 - y_m} \right) \quad (2.84)$$

采用 Visaul Basic 编制计算和绘图程序对以上分析过程进行仿真计算。

表 2.7 和表 2.8 是对南京依维柯 A40.10 车前悬架的计算分析结果:

表 2.7 满载平衡状态的初始参数布置及几何要素

参数名称	代号	参数数值	参数名称	代号	参数数值
A 点坐标	X_A	-2.	上横臂长(mm)	L_3	270
	Y_A	403.5	下横臂长(mm)	L_1	380
	Z_A	-311	转向节长度(mm)	L_2	265.75
B 点坐标	X_B	2	转向拉杆长度(mm)	L_7	357.3
	Y_B	483.5	长度	L_8	227.475
	Z_B	-48	长度	L_9	211.26
C 点坐标	X_C	-114.5	长度	L_k	79.498
	Y_C	429	前轮半径	R	318
	Z_C	-238.3	OD3 长度	R_0	79.972
上横臂轴方位角 ($^{\circ}$)	D1b	0	D1g 长度	Jg	63.909
	Dmb	90	D1D3 长度	J	87.56
	Dnb	90	夹角 ($^{\circ}$)	Qc	7.5
下横臂轴方位角 ($^{\circ}$)	D1a, ,	0	D1 点的坐标	X_1	-2.4
	Dma	90		Y_1	673.298
	Dna	90		Z_1	-350

表 2.8 初始状态下的计算结果

下横臂端点 D1 点坐标	X_1	-2.000	车轮接地点 D4 点坐标	X_4	-0.9018
	Y_1	781.2817		Y_4	846.9688
	Z_1	-352.000		Z_4	-584.0874
上横臂端点 D2 点坐标	X_2	2.0000	转向节臂端点 D5 点坐标	X_5	-212.2344
	Y_2	750.1968		Y_5	769.3666
	Z_2	-88.1046		Z_5	-285.8587
车轴与主销交点 D3 点坐标	X_3	-0.6821	车轮中心点 O 点坐标	X_0	-0.9141
	Y_3	771.0398		Y_0	851.2127
	Z_3	-265.0511		Z_0	-266.1150
侧倾中心 Q 点坐标	X_Q	0	车轮转距(mm)	Lr	38.6258
	Y_Q	0	轮距 (mm)	L	1693.9375
	Z_Q	53.1750			
主销内倾角 ($^{\circ}$)	J1	6.7180			
主销后倾角 ($^{\circ}$)	J2	0.8684			
车轮外倾角 ($^{\circ}$)	J3	0.7627			
车轮前束 (mm)	J4	1.8403			

2.1.5 双横臂独立悬架运动分析程序的验证实验:

(1) 实验目的: 测量不同载荷下悬架各节点的位置和前轮定位参数值; 验证双横臂独立悬架运动分析程序。

(2) 实验仪器: 南京依维柯总装厂前轮定位仪 MODEL NO.5000
SERIAL NO.4093

模拟程序计算结果如表 2.9 所示:

表 2.9 车轮跳动过程中参数的变化情况

初始 Z_1	-352					
Z_1 值	跳动量 (mm)	主销内倾角 ($^{\circ}$)	主销后倾角 ($^{\circ}$)	车轮外倾角 ($^{\circ}$)	车轮前束 (mm)	轮距 (mm)
-333.35	18.65	6.5597	0.8681	0.9229	0.79	1695.75
-336.35	15.65	6.5792	0.8682	0.9031	0.9562	1695.5351
-339.3	12.7	6.6006	0.8682	0.8814	1.1206	1695.5351
-342.3	9.7	6.6246	0.8682	0.8572	1.2889	1695.0204
-345.3	6.7	6.6509	0.8683	0.8306	1.4582	1694.7180
-351.15	0.85	6.7089	0.8684	0.7720	1.7915	1694.0445
-351.35	0.65	6.7110	0.8684	0.7698	1.8030	1694.0195
-354.75	-2.75	6.7491	0.8685	0.7314	1.9989	1693.5759
-355.6	-3.6	6.7591	0.8685	0.7213	2.0482	1693.4592
-357.55	-5.55	6.7828	0.8685	0.6973	2.1615	1693.1831
-360.5	-8.5	6.8207	0.8686	0.6591	2.3340	1692.7428
-363.3	-11.3	6.8589	0.8687	0.6206	2.4989	1692.2999
-363.35	-11.35	6.8596	0.8687	0.6199	2.5018	1692.2918
-366.4	-14.4	6.9039	0.8687	0.5753	2.6829	1691.7813
-369.55	-17.55	6.9524	0.8688	0.5263	2.8714	1691.2244
-372.35	-20.35	6.9981	0.8689	0.4803	3.0403	1690.7042

(2) 实验方法:

首先,在前轮定位仪上,测量空载状态下悬架下横臂节点的距地高度 Z'_0 ,前轮定位参数,轮距。

然后,对车辆进行加载。调节扭杆弹簧弹簧的预扭角来调节悬架的高度,使悬架下横臂节点的距地高度 Z'_1 等于 $Z'_0 + i_1, i_2, i_3, \dots$ 。测量各 Z_1 值下的前轮定位参数、轮距、载荷。

再次,调节扭杆弹簧弹簧的预扭角来调节悬架的高度依次进行卸载,测量在恢复过程中使 Z_1 依次达到第二步中各值时的测量在各个 Z'_1 值下的前轮定位参数,轮距,载荷。

(4) 实验结果:

将各个 Z'_1 值转化为车辆坐标 Z_1 :

$$Z_1 = Z_0 + i_k \quad k=1,2,3,\dots \quad Z_0 \text{ 为空载状态下悬架下横臂端点的车辆坐标。}$$

实验结果如表 2-10。

实际参数要求为:轮距 1700mm,主销内倾角 6.5° ,主销后倾角 1° ,车轮外倾角 1° ,车轮前束 1~3mm。

对比模拟程序计算结果(表 2.9)和实验结果(表 2.10)可看出:计算结果的车轮前束值和车轮外倾角在车轮跳动过程中的变化基本符合要求的范围内前束值在 1~3mm 范围内变动,外倾角在 $0 \sim 1^{\circ}$ 范围内变动。实验测量的结果同程序计算的结果基本一致,说明编制的计算程序的计算正确性。

表 2.10 车轮跳动过程中参数的变化情况

Z ₁ 值	跳动量 (mm)	车轮外倾角 (°)	车轮前束 (mm)
-333.35	18.65	0.925	1.06
-336.35	15.65	0.903	1.309
-339.3	12.7	0.871	1.554
-342.3	9.7	0.859	1.565
-345.3	6.7	0.834	1.709
-351.15	0.85	0.831	1.876
-351.35	0.65	0.789	1.965
-354.75	-2.75	0.754	2.12
-355.6	-3.6	0.753	1.86
-357.55	-5.55	0.728	1.76
-360.5	-8.5	0.700	1.78
-363.3	-11.3	0.699	1.909
-363.35	-11.35	0.683	1.954
-366.4	-14.4	0.604	1.665
-369.55	-17.55	0.575	1.621
-372.35	-20.35	0.537	1.454

(4) 实验台照片:



图 2.8 前轮定位仪实验台

2.2 麦弗逊式独立悬架设计^[9]

针对摆臂滑柱麦弗逊式悬架而言,其弹性元件为螺旋弹簧,减振装置为双筒式粘性阻尼减振器,并且有横向稳定杆,对其进行结构和性能参数的选择、计算、校核以及运动分析。在这里主要进行了运动分析。

麦弗逊独立悬架运动分析方法(各个参数意义见参数说明)

计算模型简图如下:

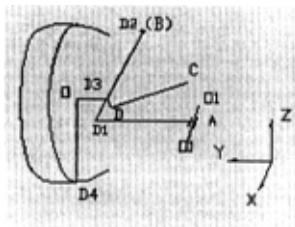


图 2.9 麦弗逊式独立悬架计算模型

2.2.1 主要计算方法

主销中心线与减震器中心线重合的麦弗逊式悬架是双横臂悬架的一种特例，计算方法同双横臂悬架，只是 D_2 点与 B 点为同一点， L_2 的长度是变化的。计算方法如下：

在分析计算时选用与总布置相同的坐标系(汽车坐标系)，求解的步骤是先以下控制臂球头销中心 D_1 为起始点，进而再求出 D_2 、 D_3 、 O 及接地点 D_4 。

(1) $D_1(X_1, Y_1, Z_1)$ 点坐标

在求解时，选用 Z_1 为自变量，求 X_1 ， Y_1 。

设 $O_1 - O_1$ 轴方向余弦为 l_a ， m_a ， n_a ，过 D_1 作垂直于轴 $O_1 - O_1$ 的平面 π_1 与 $O_1 - O_1$ 轴交于 (X_a, Y_a, Z_a) ，这样，轴线 $O_1 - O_1$ 就是 π_1 的法线，而 D_1A 的理论长度就是下臂长 L_1 ，从而得出 D_1 的轨迹应满足两个约束条件：(1) D_1 点在平面 π_1 内；(2) D_1 点到 A 点的距离为定长 L_1 ，因此列方程式如下：

$$\begin{cases} l_a(x_1 - x_a) + m_a(y_1 - y_a) + n_a(z_1 - z_a) = 0 \\ (x_1 - x_a)^2 + (y_1 - y_a)^2 + (z_1 - z_a)^2 = L_1^2 \end{cases} \quad (2.85)$$

对于任意给定的 Z_1 值，可由上述方程解出对应的 X_1 ， Y_1 。

$$\begin{aligned} p_a &= l_a + m_a \\ q_a &= 2m_a n_a (Z_1 - Z_a) \\ \text{令: } R_a &= (n_a^2 + l_a^2)(Z_1 - Z_a)^2 - l_a L_1^2 \\ T_a &= -q_a \pm \sqrt{q_a^2 - 4p_a R_a} \end{aligned}$$

则方程组的解为：

$$y_1 = y_a + \frac{T_a}{2p_a} \quad (2.86)$$

$$x_1 = x_a - \frac{T_a m_a}{2p_a l_a} - \frac{n_a(z_1 - z_a)}{l_a} \quad (2.87)$$

(2) $D_2(X_2, Y_2, Z_2)$ 点坐标同 B 点的坐标。

长度 L_2 为一变化量其值为：

$$L_2 = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2 + (z_1 - z_2)^2} \quad (2.88)$$

(3) 主销后倾角和主销内倾角。

(4) 关于 C (x_6, y_6, z_6) 点的坐标。

(5) $D(x_5, y_5, z_5)$ 的坐标值。

(6) 车轮中心 $O(x_o, y_o, z_o)$ 的坐标值。

(7) 关于 G (x_g, y_g, z_g)和 K (x_k, y_k, z_k)的坐标值。

(8) $D_3(x_3, y_3, z_3)$ 点坐标值。

(9) 车轮接地点 $D_4(x_4, y_4, z_4)$ 点坐标值。

(10) 车轮外倾角，轮距及前束。

(11) 车轮转臂。

(3) 到 (11) 的计算同双横臂独立悬架计算方法的(2.35) 到(2.77) 式。

(12) 侧倾中心高度

$$\frac{z_b - z_2}{y_b - y_2} = \frac{z - z_2}{y - y_2} \quad (2.89)$$

$$\frac{z_a - z_2}{y_a - y_2} = \frac{z - z_2}{y - y_2} \quad (2.90)$$

两个方程的解就是瞬心 $M(x_m, y_m, z_m)$ 的坐标值，

$$\text{令 } k_1 = \frac{z_a - z_1}{y_a - y_1} \quad (2.91)$$

$$k_2 = \frac{y_2 - y_1}{z_2 - z_1} \quad (2.92)$$

$$\text{解得： } y_m = \frac{z_1 - z_2 - y_1 k_1 + y_2 k_2}{k_2 - k_1} \quad (2.93)$$

$$z_m = z_1 + k_1(y_m - y_1) \quad (2.94)$$

连接 D_4M 与汽车中心线（横向中心）交于点 S，S 距地高度就是侧倾中心高度 H_h 。

$$H_h = y_4 \cdot \left(\frac{z_m - z_4}{y_4 - y_m} \right) \quad (2.95)$$

对某车的麦弗逊悬架的初始参数及计算结果如表 2.11、2.12 所示。

表 2.11 初始参数

参数名称	代号	参数数值	参数名称	代号	参数数值
A 点坐标	X_A	-2.4	D_1g 长度(mm)	Jg	36.613
	Y_A	312	下横臂长(mm)	L_1	362.99
	Z_A	-190	夹角 ($^{\circ}$)	Qc	9.5
B 点坐标	X_B	4.1	转向拉杆长度	L_7	349.29
	Y_B	415.7	长度(mm)	L_8	172.31
	Z_B	45	长度(mm)	L_g	134.611
C 点坐标	X_c	-122.328	长度(mm)	L_k	97.642
	Y_c	316.269	前轮半径(mm)	R	320
	Z_c	-159	OD_3 长度(mm)	R_0	99
下横臂轴方位角 ($^{\circ}$)	$Dla, ,$	0			
	Dma	90	D_1D_3 长度(mm)	J	93
	Dna	90			
D1 点的坐标	X_1	-2.4			
	Y_1	673.298			
	Z_1	-225			

表 2.13 初始状态计算结果:

下横臂端点 D1 点坐标	X_1	-2.4	车轮接地点 D4 点坐标	X_4	-0.895
	Y_1	673.298		Y_4	754.394
	Z_1	-225		Z_4	-454.229
上横臂端点 D2 点坐标	X_2	4.1	转向节臂端点 D5 点坐标	X_5	-135.99
	Y_2	634.56		Y_5	664.26
	Z_2	23.920		Z_5	-185.852
车轴与主销交点 D3 点坐标	X_3	-0.0012	车轮中心点 O 点坐标	X_0	-0.928
	Y_3	659.003		Y_0	757.993
	Z_3	-133.136		Z_0	-134.249
侧倾中心 Q 点坐标	X_Q	0	车轮转距(mm)	L_R	46.037
	Y_Q	0	轮距(mm)	L	1508.792
	Z_Q	226.1821			
主销内倾角 ($^{\circ}$)	J_1	8.845			
主销后倾角 ($^{\circ}$)	J_2	1.496			
车轮外倾角 ($^{\circ}$)	J_3	0.6443			
车轮前束 (mm)	J_4	5.995			

2.3 本章小结

(1) 本章对独立悬架的组成部件,如减振器、横向稳定杆、扭杆弹簧的结构参数、性能参数的设计计算方法以及必要的校核进行了分析。

(2) 以无主销式双横臂悬架为模型,利用空间解析几何,分析双横臂独立悬挂的参数随车轮跳动的变化关系。同理对麦弗逊式独立悬架导向机构进行了运动分析。

(3) 将上述的设计过程和运动分析过程用 VB 编制成了前独立悬架设计分析软件,并且进行实验,验证了程序的正确性。

第3章 双横臂独立悬架优化设计及正交实验分析

3.1 双横臂独立悬架的优化设计^{[8][9]}

进行悬架优化设计的目的就是通过对结构参数和安装参数的合理匹配,使悬架的特性更有利于车辆的操纵稳定性和平顺性。在这里主要通过运动学的分析和参数优化来探讨解决悬架运动对减小汽车轮胎磨损的问题。

下面是某货车悬架优化前的运动分析计算结果:

表 3.1 满载平衡状态的初始参数布置及几何要素

参数名称	代号	参数数值	参数名称	代号	参数数值
A 点坐标	X _A	-2.4	上横臂长(mm)	L ₃	219.8755
	Y _A	312	下横臂长(mm)	L ₁	362.99
	Z _A	-190	转向节长度(mm)	L ₂	252
B 点坐标	X _B	4.1	转向拉杆长度(mm)	L ₇	349.29
	Y _B	415.7	长度(mm)	L ₈	172.31
	Z _B	45	长度(mm)	L _g	134.611
C 点坐标	X ₆	-122.328	长度(mm)	L _k	97.642
	Y ₆	316.269	前轮半径(mm)	R	320
	Z ₆	-159	OD ₃ 长度(mm)	R ₀	99
上横臂轴方位角 (°)	D _{1b}	0	D _{1g} 长度(mm)	J _g	36.613
	D _{mb}	90	D _{1K} 长度(mm)	JK	76.66
	D _{nb}	90	D _{1D3} 长度(mm)	J	93
下横臂轴方位角 (°)	D _{1a}	0	夹 角 (°)	Q _c	9.5
	D _{ma}	90	D ₁ 点的坐标	X ₁	-2.4
	D _{na}	90		Y ₁	673.298
				Z ₁	-225

表 3.2 初始状态下的计算结果

下横臂端点 D1 点坐标	X ₁	-2.4	车轮接地点 D ₄ 点坐标	X ₄	-0.895
	Y ₁	673.298		Y ₄	754.394
	Z ₁	-225		Z ₄	-454.229
上横臂端点 D2 点坐标	X ₂	4.1	转向节臂端点 D ₅ 点坐标	X ₅	-135.99
	Y ₂	634.56		Y ₅	664.26
	Z ₂	23.920		Z ₅	-185.852
车轴与主销交点 D3 点坐标	X ₃	-0.00119	车轮中心点 O 点坐标	X ₀	-0.928
	Y ₃	659.003		Y ₀	757.993
	Z ₃	-133.136		Z ₀	-134.249
侧倾中心 Q 点坐标	X _Q	0	车轮转距(mm)	LR	46.037
	Y _Q	0	轮距(mm)	L	1508.788
	Z _Q	73.459			
主销内倾角 (°)	J1	1.496			
主销后倾角 (°)	J2	8.845			
车轮外倾角 (°)	J3	0.6443			
车轮前束 (mm)	J4	5.995			

表 3.3 车轮跳动过程中参数的变化情况

跳动量 (mm)	轮距变化 (mm)	后倾角 (°)	内倾角 (°)	外倾角 (°)	前束值 (mm)
-40	90.208	1.497	9.209	0.291	1.335
-36	70.865	1.497	9.136	0.362	1.891
-32	54.218	1.497	9.073	0.425	2.424
-28	40.133	1.497	9.018	0.479	2.935
-24	28.464	1.496	8.971	0.524	3.426
-20	19.053	1.496	8.932	0.563	3.898
-16	11.736	1.496	8.9	0.593	4.351
-12	6.344	1.496	8.876	0.616	4.786
-8	2.706	1.496	8.859	0.632	5.204
-4	0.648	1.496	8.849	0.641	5.605
0	0	1.496	8.846	0.643	5.99
4	0.592	1.496	8.85	0.638	6.359
8	2.253	1.496	8.861	0.627	6.712
12	4.84	1.496	8.878	0.609	7.05
16	8.178	1.496	8.902	0.585	7.374
20	12.126	1.496	8.932	0.554	7.683
24	16.542	1.496	8.969	0.517	7.978
28	21.291	1.496	9.011	0.473	8.258
32	26.247	1.497	9.061	0.423	8.525
36	31.292	1.497	9.116	0.367	8.777

3.1.1 对结构参数和安装参数的优化设计

在这里主要对双横臂独立悬架的导向机构的设计要素,即上、下横臂的长度和安装的角度进行优化计算,使悬架在上下跳动的过程中各定位参数满足要求,同时追求最小的轮胎侧滑量使轮胎的磨损量最小。以下是分别单独对上、下横臂的长度和上、下横臂的安装角度以及上、下横臂长度和安装角的同时优化,以探求各因素对目标函数的影响程度。

$$\text{设计变量: } X(i) = [X_1, X_2, X_3, \dots] \quad (3.1)$$

$$\text{约束条件: } X(i)_{\min} \leq X(i) \leq X(i)_{\max} \quad (3.2)$$

目标函数: 以车轮跳动过程中前轮距变化量的平方和为目标函数。

$$\text{Min} F[x(i)] = \sum_i (L_i - L_0)^2 \quad (3.3)$$

式中: L_0 —初始状态下的轮距

L_i —车轮任意跳动位置时的轮距

表 3.4 优化上、下横臂长度:

	优化前		优化后	
上横臂长度(mm)	219.876		218.213	
下横臂长度(mm)	362.99		364.037	
车轮跳动量(mm)	+40	-40	+40	-40
前束值 (mm)	9.016	1.335	11.916	4.411
外倾角 (°)	0.305	0.291	-0.318	-0.395
前轮侧向滑移量的平方 (mm)	36.319	90.208	34.104	83.214

表 3.5 上、下横臂安装角的优化:

	优化前			优化后		
	X 轴夹角	Y 轴夹角	Z 轴夹角	X 轴夹角	Y 轴夹角	Z 轴夹角
上横臂安装角(°)	0	90	90	3.92E-05	90.598	89.406
下横臂安装角 (°)	0	90	90	0.094	89.999	89.462
车轮跳动量(mm)	+40		-40	+40		-40
前束值 (mm)	9.016		1.335	8.031		2.513
外倾角 (°)	0.305		0.291	0.321		0.303
前轮侧向滑移量的平方 (mm)	36.319		90.208	36.167		89.523

从上面的优化结果中可以看到:单独对上、下横臂长度进行优化时虽然会使轮胎的侧滑量有所减小,会减小对轮胎的磨损,但是同时优化却使轮胎的定位参数前束值有较大的增大;而单独对上、下横臂安装角进行优化,虽然定位参数的变化不大,但却对于轮胎的侧滑量并没有太大的改善。而只有当同时考虑这两个因素,同时进行优化计算,才能获得较好的优化效果。

3.1.2 初始状态位置的优化设计^[10]

由上述运动分析可知,在悬架各构件结构参数确定后,轮距实际上就是下横臂端点的 Z_1 坐标的函数,由此若选择合理的 Z_1 值及前轮定位参数 (W_n , W_h , W_a , Y_Q),则可使在车轮跳动过程中,轮距的变化量最小,从而减小轮胎的磨损。其优化模型如下:

$$\text{设计变量: } X(i) = [Z_1, W_n, W_h, W_a, Y_Q] \quad (3.4)$$

$$\text{约束条件: } X(i)_{\min} \leq X(i) \leq X(i)_{\max} \quad (3.5)$$

$$\lim_{s \rightarrow 0} \delta_{\alpha 0} = \lim_{s \rightarrow 0} \delta_{Q0} \quad (3.6)$$

目标函数: 车轮跳动过程中前轮距变化量的平方和最小。

表 3.6 上、下横臂长度和安装角优化结果

跳动量 (mm)	轮 距 变 化 (mm)	后倾角 (°)	内倾角 (°)	外倾角 (°)	前束值 (mm)
-40	82.086	1.096	9.9	-0.403	2.789
-36	64.585	1.059	9.821	-0.325	3.376
-32	49.483	1.022	9.752	-0.257	3.929
-28	36.676	0.985	9.691	-0.197	4.449
-24	26.043	0.948	9.639	-0.145	4.939
-20	17.452	0.912	9.596	-0.102	5.399
-16	10.761	0.875	9.56	-0.066	5.83
-12	5.823	0.839	9.532	-0.038	6.234
-8	2.485	0.803	9.511	-0.018	6.611
-4	0.596	0.768	9.498	-0.005	6.963
0	0	0.732	9.492	0.001	7.29
4	0.545	0.697	9.494	0	7.593
8	2.081	0.661	9.502	-0.008	7.873
12	4.461	0.626	9.517	-0.023	8.13
16	7.544	0.591	9.539	-0.045	8.364
20	11.192	0.557	9.567	-0.073	8.577
24	15.275	0.522	9.602	-0.108	8.768
28	19.671	0.488	9.644	-0.149	8.939
32	24.261	0.454	9.692	-0.197	9.088
36	28.939	0.42	9.747	-0.252	9.218
40	33.604	0.386	9.808	-0.312	9.327
优化结果					
	同 x 轴夹角	同 y 轴夹角	同 z 轴夹角	横臂长度	
上横臂	0.658	90.705	89.88	217.773	
下横臂	2.187	90.001	89.86	363.689	

$$F[x(i)] = \text{Min} \sum_i (L_i - L_0)^2 \quad (3.7)$$

L_0 —初始状态下的轮距

L_i —任意位置时的轮距

以下是对某轻型货车悬架进行的优化计算：

双横臂独立悬架主要结构参数为：上横臂长度 219.875 mm，下横臂长度 362.99mm，上横臂安装角度 $(90^0, 00, 00)$ ，下横臂安装角度 $(90^0, 00, 00)$ 。

当车轮在正负 40mm 的范围内跳动时，其优化前后轮距变化的结果如表 3.7 和图 3.1 所示：

表 3.7 优化前后轮距变化量

	前束值	外倾角	轮距变化量平方的范围	轮距变化量的平方和
优化前	8.0037mm	0.6443°	0—90.208 mm ²	484.062 mm ²
优化后	5.9951mm	0.5142°	0—55.725 mm ²	259.937 mm ²

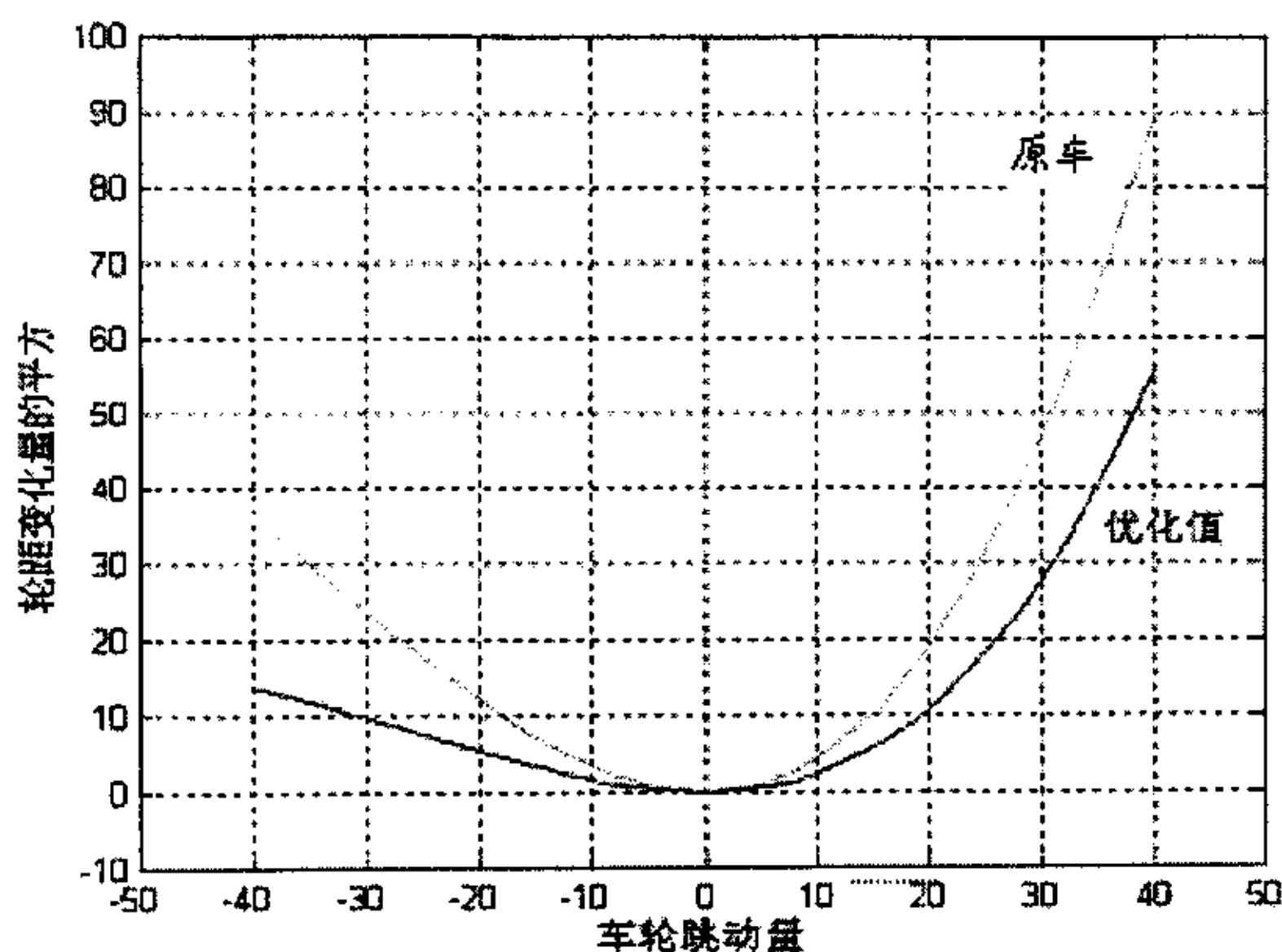


图 3.1 轮距变化量示意图

从图 3.1 中可看出优化后的初始状态下, 车轮在跳动过程中, 轮距的变化量不仅表现在幅值有较大减小, 而且变化趋势也较平缓, 这可大大有利于减小轮胎的磨损。

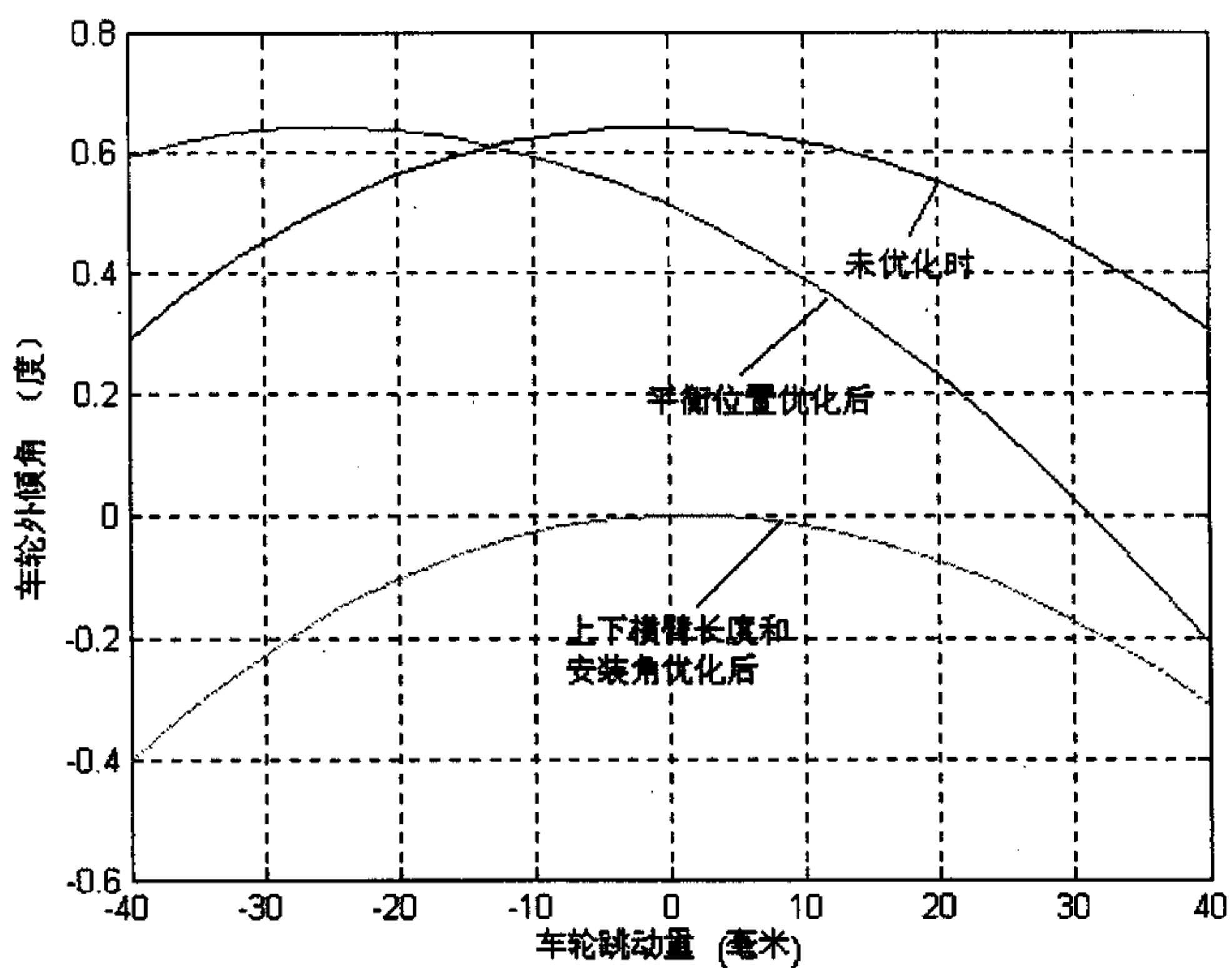
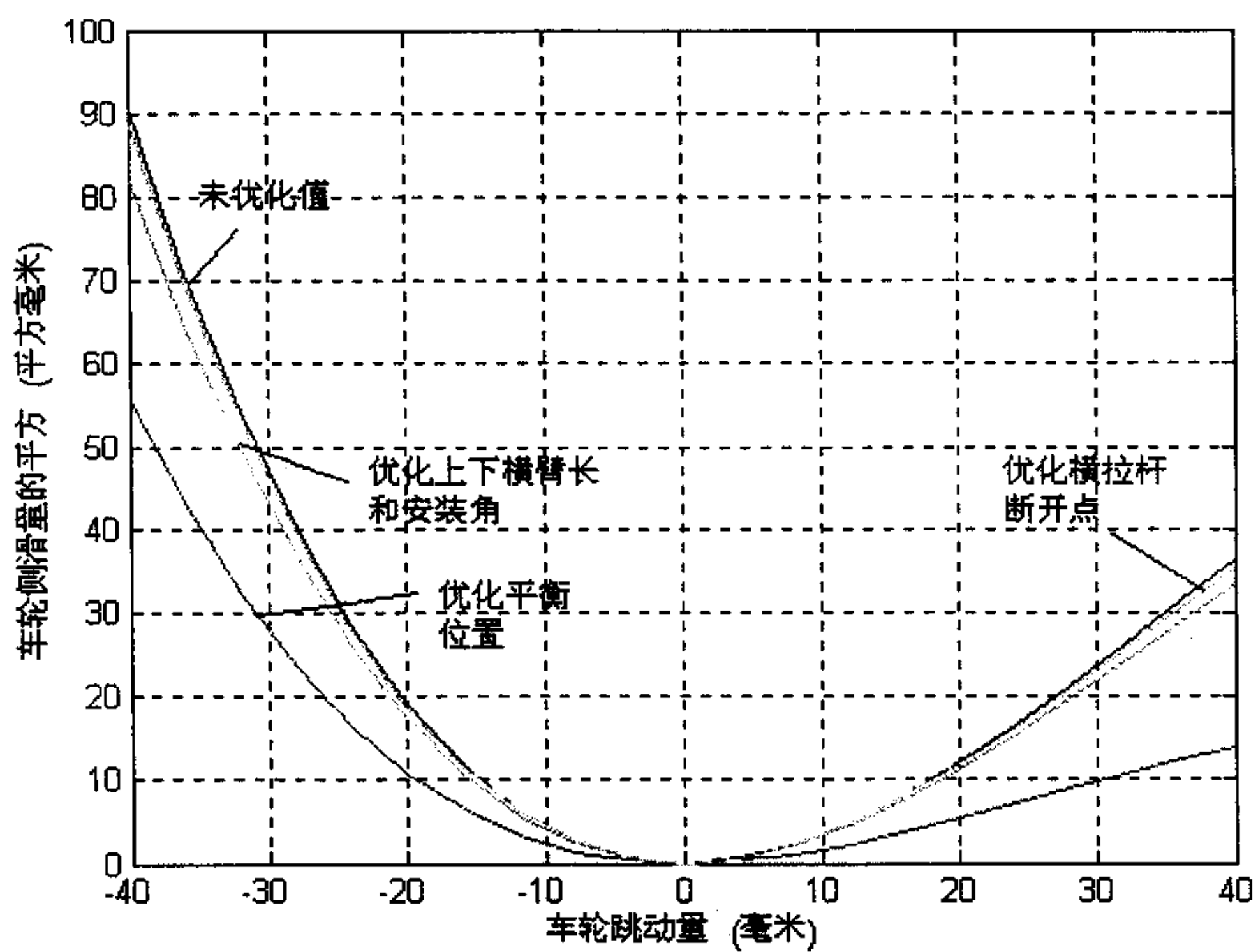
3.1.3 对于导向机构参数的优化同初始位置优化结果的比较

以下对上下横臂的长度、安装角和初始位置的优化结果进行对比, 从而确定各设计变量在设计中对定位参数和轮胎侧滑量 (及轮胎磨损) 影响的大小。

结论

(1) 由图 3.2、图 3.3 和图 3.4 分析可知, 在双横臂独立悬架结构参数确定的情况下, 通过优化初始状态参数可大大减少车轮的侧滑量, 从而减小轮胎的磨损, 同时也使得车轮外倾角有较大减小, 但是却使车轮的前束有所增加。

(2) 优化上、下横臂长度和安装角可使轮胎的外倾角的变化大大减小, 并且可减小轮胎的侧滑量, 有益于减小轮胎的磨损, 但同时却会使轮胎的前束值增加, 因而在进行设计时应综合考虑各因素的影响。



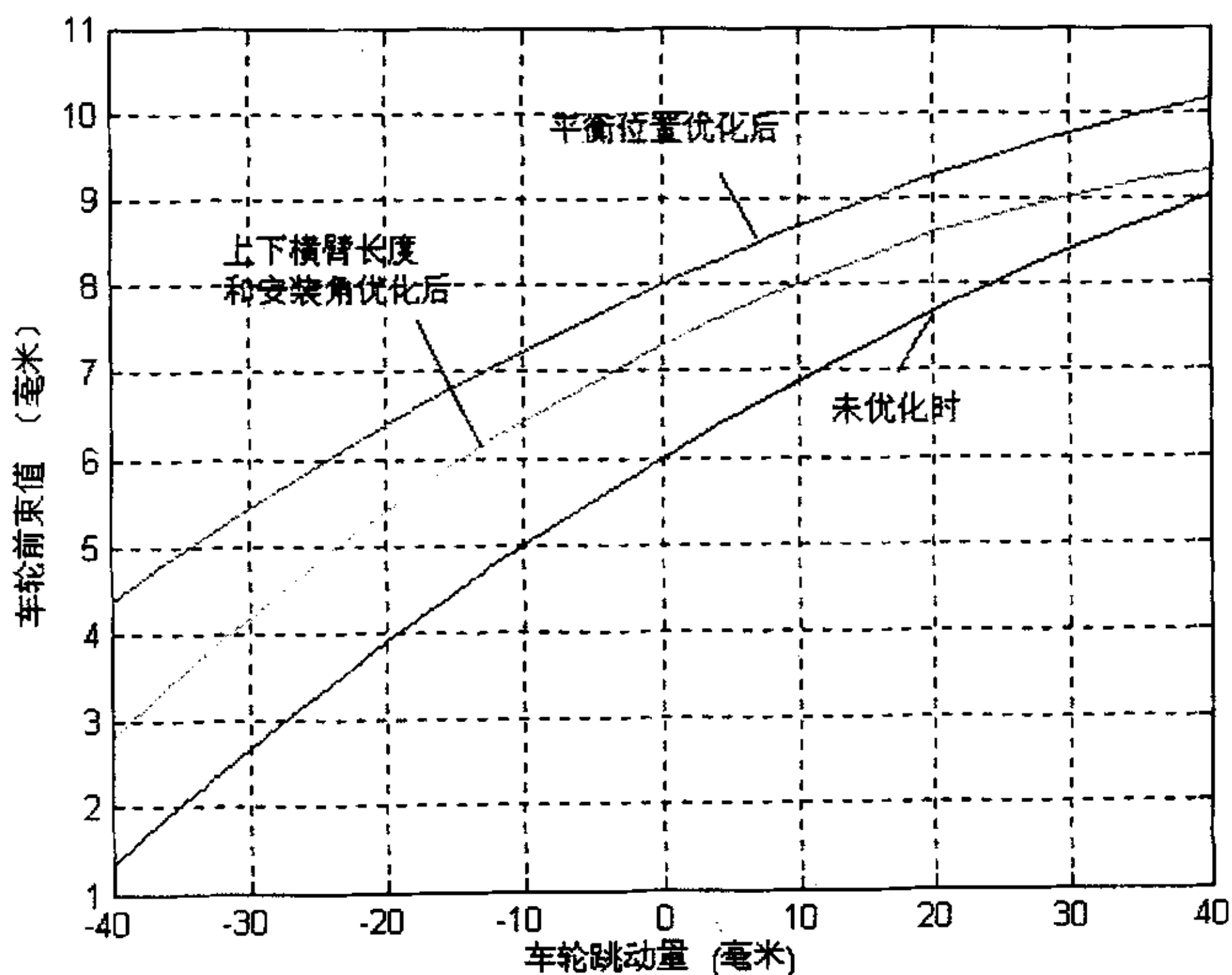


图 3.4 优化后车轮前束值

3.1.4.对断开式转向梯形断开点的确定及优化设计^[11]

独立式悬架因其左、右车轮运动保持相互独立,则其转向梯形要采用断开式。如图 3.5 所示,转向节臂球头点 K (与转向横拉杆相连)通过转向横拉杆 1 绕固定点 Ok (转向梯形断开点)摆动。同时 K 点的运动轨迹又由上、下横臂 2、3 和主销的运动决定。因而在汽车行驶中由于地面不平引起车轮跳动时,若 K 点和 Ok 点的相对距离不能保持恒定,必将引起前轮定位参数的变化,从而引起车轮的跑偏、摆振、加剧磨损,使转向系统受到冲击,影响汽车的操纵稳定性。因此断开点的位置确定非常重要。

在进行初始设计时求断开点坐标的计算可采用空间机构运动学的方法,同时对其值的确定还要考虑车轮跳动过程中的变化,因而对于确定断开点 QK 的位置的原则是:当汽车上下跳动时,使车轮在跳动过程中绕主销的摆动量最小,即转向节球销中心点 K 至断开点 QK 的距离在车轮跳动过程中变化量最小。

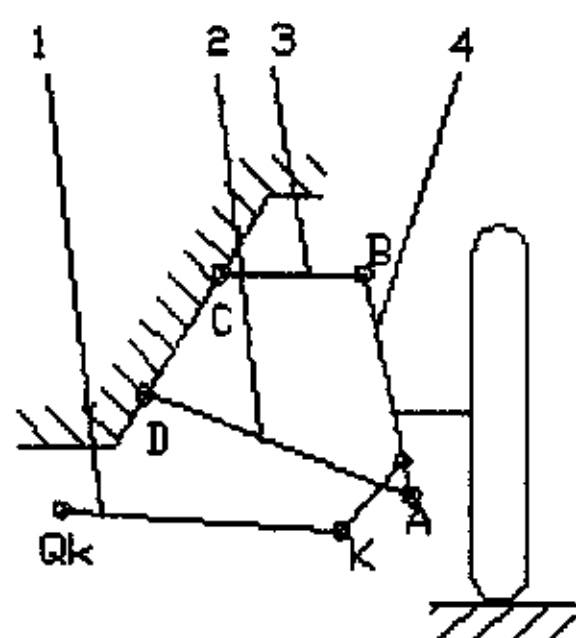


图 3.5 双横臂独立悬架的计算模型

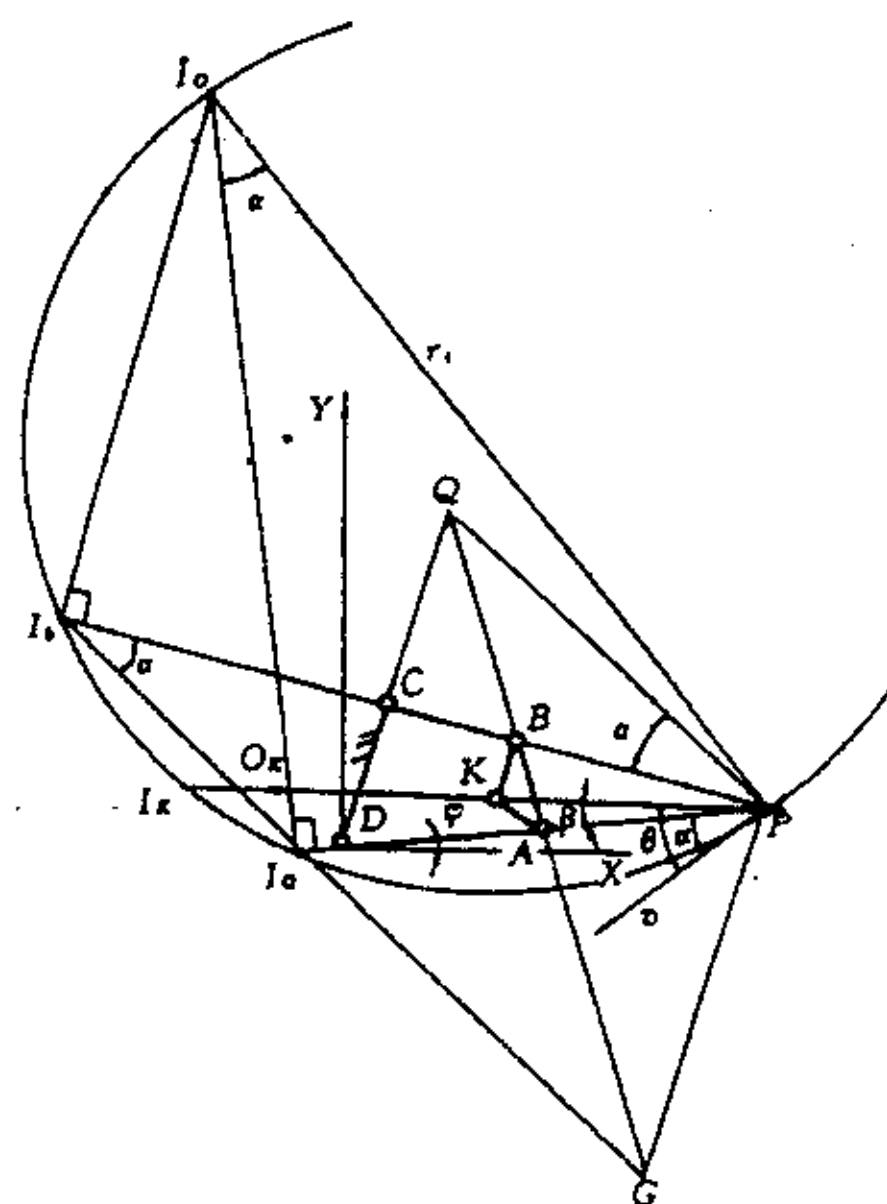


图 3.6 拐点圆的作法

在车轮跳动范围内，即在 $Z_{Min} < Z_A < Z_{Man}$ 内，取 n 个值 Z_i ($i=1, 2, 3 \dots n$)，从而可以求出对应每一个 Z_i 的 K 的坐标值 $[K]_i$ ($i=1, 2, 3 \dots n$)，即 $[K]_i = [X_{K2}, Y_{K2}, Z_{K2}]$

$$[X_{K_i}, Y_{K_i}, Z_{K_i}]^T$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\overline{Q_k K_i} - \overline{Q_k K_0})^2} \quad (3.8)$$

式中 $\overline{Q_k K_0}$ — 悬架在平衡位置时断开点 QK 到转向节球头销中心 K 的距离，即

$$\overline{Q_k K_0} = \sqrt{(x_{k0} - x_{Qk})^2 + (y_{k0} - y_{Qk})^2 + (z_{k0} - z_{Qk})^2} \quad (3.9)$$

$\overline{Q_k K_i}$ 为在下横臂坐标为 Z_i 时断开点 QK 到转向节球头销中心 K 的距离，即

$$\overline{Q_k K_i} = \sqrt{(x_{ki} - x_{Qk})^2 + (y_{ki} - y_{Qk})^2 + (z_{ki} - z_{Qk})^2} \quad (3.10)$$

σ 即为运动不协调误差。它反映悬架导向机构和转向杆系的运动干涉程度。 σ 值越大，横拉杆长度变化量越大，即悬架导向机构和转向杆系的运动干涉程度越大； σ 值越小，横拉杆长度变化量越小，即悬架导向机构和转向杆系的运动干涉程度越小。所以可以应用优化设计来确定横拉杆断开点的位置。

三、优化设计方法^[8]

(1) 优化设计的变量

优化设计的变量为横拉杆断开点的位置, 即

$$[Q_k]_I = [X_{QK}, Y_{QK}, Z_{QK}]^T \quad (3.11)$$

(2) 约束条件

由于横拉杆断开点的位置受结构和总布置条件的限制, 所以应满足约束条件

$$X_{Min} < X_{QK} < X_{Max} \quad (3.12)$$

$$Y_{Min} < Y_{QK} < Y_{Max} \quad (3.13)$$

$$Z_{Min} < Z_{QK} < Z_{Max} \quad (3.14)$$

(3) 目标函数

以在车轮跳动过程中的运动不协调误差 σ 为目标函数, 即

$$\min F[Q_k] = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\bar{Q}_k \bar{K}_i - \bar{Q}_k \bar{K}_0)^2} \quad (3.15)$$

所以这是个三维的非线性约束优化问题。编程序计算出最优点

$[Q_k]_I = [X_{QK}, Y_{QK}, Z_{QK}]^T$ 即为转向横拉杆的断开点。

针对上述解放轻型货车的转向横拉杆的断开点进行优化计算, 其结果如图 3.7、表 3.8、和图 3.8 所示。

表 3.8 优化结果:

断开点坐标	优化前			优化后		
	X	Y	Z	X	Y	Z
	-122.328	312.269	-159	-139.824	317.593	-151.644
车轮跳动量	+40		-40	+40		-40
前束值 (mm)	9.016		1.335	1.169		1.509
外倾角 ($^{\circ}$)	0.305		0.291	0.322		0.291
前轮侧向滑移量的平方 (mm)	36.319		90.208	35.317		88.373

分析结论: 对于转向横拉杆断开点优化的目标是当汽车上下跳动时, 使车轮在跳动过程中绕主销的摆动量最小, 也就是使轮胎的外倾角和前束的变化最小。

从上面的优化结果可看出, 优化后虽然外倾角的变化并无太大的影响, 但是却使前束值大大减小, 这对于提高操纵稳定性和减少轮胎的磨损很有益处。

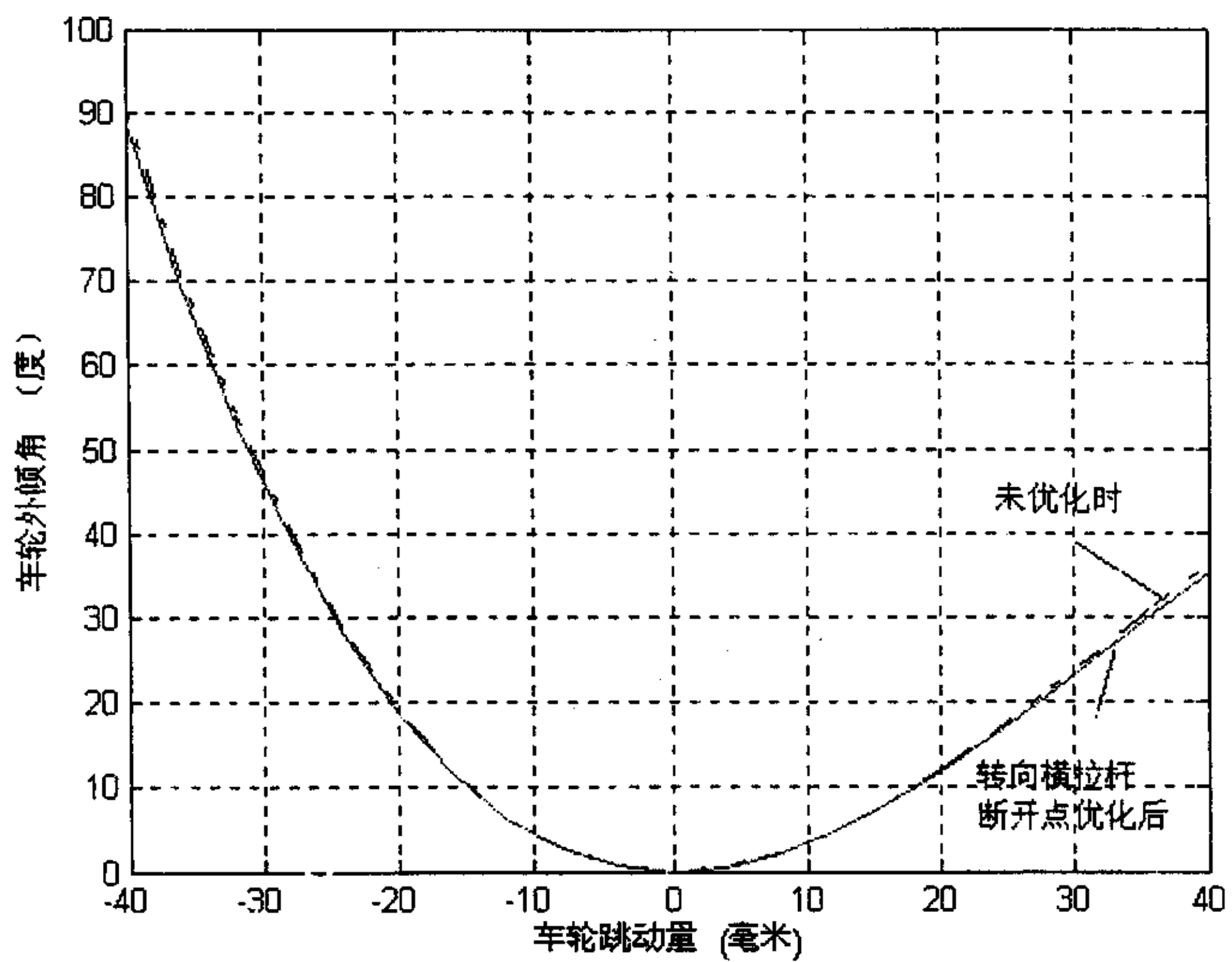


图 3.7 转向横拉杆的断开点优化后车轮外倾角的变化

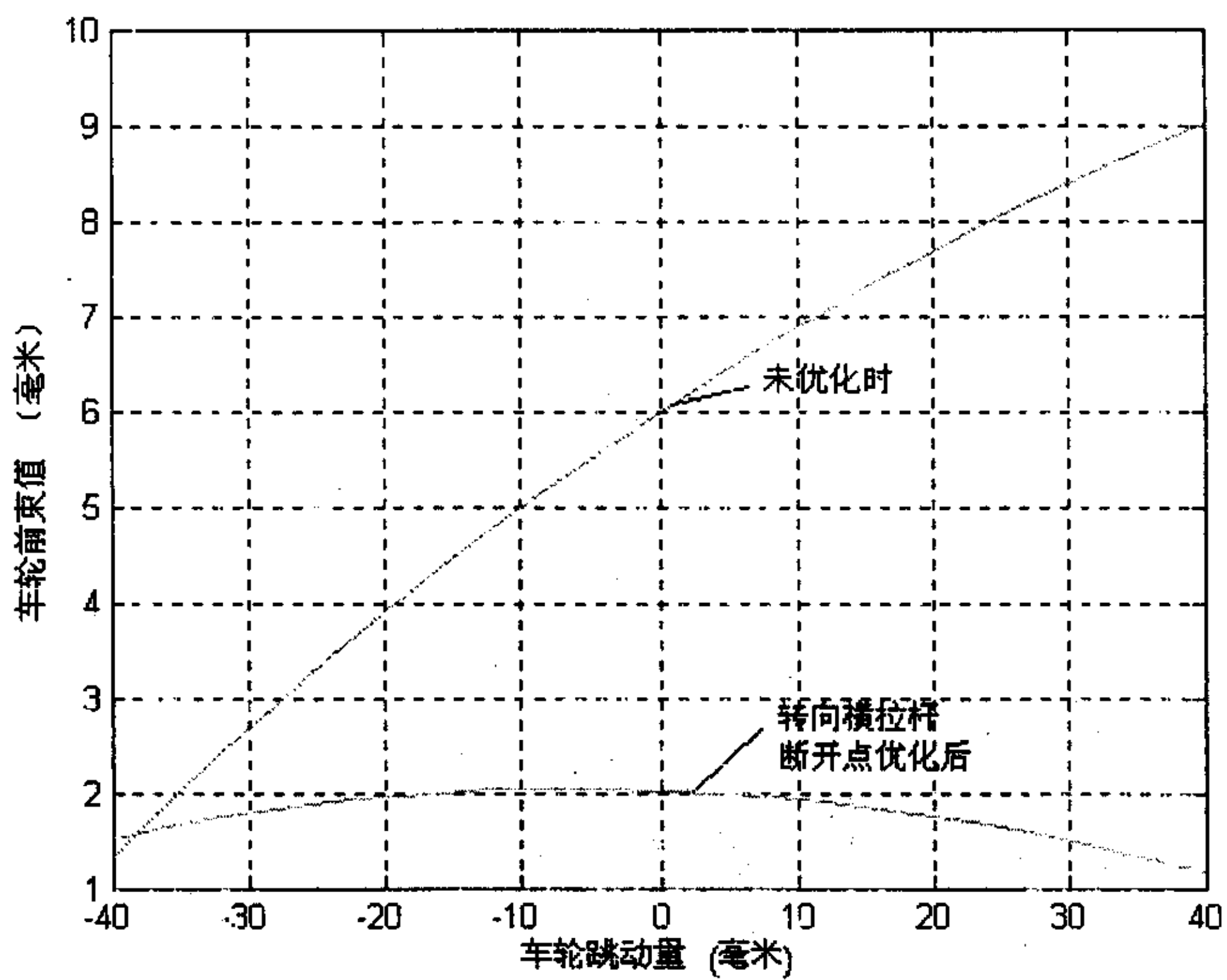


图 3.8 转向横拉杆的断开点优化后车轮前束角的变化

3.2 优化结果的正交实验分析^{[12][13]}

影响悬架性能的因素很多,因此采用正交实验法进行验证和分析,希望可以从中找出悬架结构和安装参数中各因素对悬架性能指标影响的程度,同时定性验证 3.1 优化结果的正确性。

3.2.1 实验方案的设计

1) 实验目的:

A、确定在所考察的因素中,哪个因素对指标的影响最大?哪个因素次之?哪个因素影响最小?

B、确定最优设计条件,验证优化结果。

2) 考察各因素和水平

在这里主要考察上、下横臂长和上、下横臂安装位置等 4 个因素对实验指标的影响。实验水平采用 2 水平,一个水平为上述的优化值,另一个水平为对比值,从而验证优化值的正确性。各个因素和水平的取值如下表所示:

表 3.9 正交实验的因素和水平取值

因素 水平	上横臂长 (mm) A	下横臂长 (mm) B	上横臂轴线方位角 C			下横臂轴线 D		
			x 轴夹角 (°)	y 轴夹角 (°)	z 轴夹角 (°)	x 轴夹角 (°)	y 轴夹角 (°)	z 轴夹角 (°)
水平 1	217.773	363.689	0.658	90.605	89.88	2.187	90.001	89.916
水平 2	241.87	399.29	6	95	89.80	8	97	89.741

3) 实验指标

实验指标主要考虑悬架优化设计的目标,从而选择在车轮上下跳动 40mm 范围内轮距的最大变化量、主销内倾角最大变化量、主销后倾角最大变化量、车轮外倾角最大变化量、车轮前束最大变化量作为实验指标,且各指标的值越小越好。

4) 正交表的选用和表头设计

由上可知该实验是一个 4 因素 2 水平的正交实验,同时因为要考虑各个因素间的交互作用,因而选用 $L_{16}(2^{15})$ 的正交表。表头设计如下

表 3.10 正交表表头设计

列号 因素	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
	A	B	A×B	C	A×C	B×C		D	A×D	B×D		C×D			

3.2.2 实验数据结果

实验结果如表 3.11。

表中实验指标说明：

- Y_{i1} ——为轮距的最大变化量
- Y_{i2} ——主销内倾角最大变化量
- Y_{i3} ——主销后倾角最大变化量
- Y_{i4} ——车轮外倾角最大变化量
- Y_{i5} ——车轮前束最大变化量
- PY_{j1}^* ——各个因素在一水平下综合平分的平均值
- PY_{j2}^* ——各个因素在二水平下综合平分的平均值
- R_j ——各因素水平下综合平分平均值的残差

3.2.3 实验结果的分析及结论

在这里的评价指标有 5 个，因此是多指标实验。为了方便进行评价，在这里采用综合评分法进行评价指标的统一，并用极差法进行结果分析。

1) 综合评分

以 Y_i^* 表示第 i 号实验的综合评分，则 Y_i^* 可用下式表示

$$Y_i^* = a_1 (Y_i)_1 + a_2 (Y_i)_2 + \cdots = \sum_k a_k (Y_i)_k \quad (3.16)$$

a_k ——将第 K 项实验指标转化为综合评分的系数。 a_k 可按下式进行计算

$$a_k = \frac{W_k}{C_k R_k} \quad (3.17)$$

W_k ——第 K 项实验指标的权。权的数值取决于该指标的重要程度，具有相对意义；

R_k ——第 K 项实验指标各号实验结果的极差；

C_k ——第 K 项实验指标的缩减系数。 C_k 的数值应该这样确定，使 $\frac{Y_{k\max}}{C_k R_k}$ 具有相同的

数量级；

表 3.11 正交实验结果

列号 实验号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	实验指标						综合评分
	A	B	A*B _{DD}	C	A*C	B*C		D	A*D	B*D		C*D				Y _{i1}	Y _{i2}	Y _{i3}	Y _{i4}	Y _{i5}	Y _i	
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	14.98	0.411	0.064	0.393	9.193	1.923	
2	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	20.56	0.416	0.299	0.278	5.222	2.293	
3	1	1	1	2	2	2	2	1	1	1	1	2	2	2	2	15.06	0.571	0.894	0.419	21.242	2.904	
4	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	1	1	68.30	0.372	1.120	0.525	493.183	8.166	
5	1	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	7.03	1.267	0.072	1.209	7.310	3.378	
6	1	2	2	1	1	2	2	2	2	1	1	2	2	1	1	40.025	1.303	0.2148	0.569	20.974	4.657	
7	1	2	2	2	2	1	1	1	1	2	2	2	2	1	1	1.386	1.578	0.923	1.67	9.110	4.753	
8	1	2	2	2	2	1	1	2	2	1	1	1	1	2	2	11.423	1.178	1.051	1.068	23.565	4.308	
9	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	18.419	0.438	0.065	0.451	8.171	2.233	
10	2	1	2	1	2	1	2	2	1	2	1	2	1	2	1	18.287	0.434	0.306	0.449	2.812	2.415	
11	2	1	2	2	1	2	1	1	2	1	2	2	1	2	1	18.21	0.312	0.911	0.395	19.434	2.837	
12	2	1	2	2	1	2	1	2	1	2	1	1	2	1	2	24.794	0.468	1.1455	1.124	3.870	4.567	
13	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	1	12.558	0.464	0.066	0.448	3.272	1.882	
14	2	2	1	1	2	2	1	2	1	1	2	2	1	1	2	26.237	0.481	0.275	0.354	11.094	2.802	
15	2	2	1	2	1	1	2	1	2	2	1	2	1	1	2	7.519	0.661	0.914	0.738	10.760	2.966	
16	2	2	1	2	1	1	2	2	1	1	2	1	2	2	1	14.379	0.416	1.110	0.463	16.379	2.964	
PY _n	2.833	3.417	3.238	2.698	3.178	2.982		2.772	3.213	3.079		3.678				66.919	1.266	1.081	1.392	490.371	R _k	
PY ₁₂	4.048	3.464	3.644	4.183	3.683	3.899		4.022	3.668	3.803		3.203				68.304	1.5781	1.145	1.670	493.183	Y _{max}	
R _j	1.215	0.047	0.406	1.485	0.505	0.917		1.25	0.455	0.724		0.475				1	1	1	1	1	C _t	
																4	1	1	2	2	W _k	
																0.060	0.888	0.902	1.437	0.004	a ₁	

Y_{Kmax} ——第 K 项实验指标各号实验结果的最大值;

a_k 、 W_k 、 R_k 、 C_k 、 Y_{Kmax} 的取值及 Y_i^* 值的计算如表中所示。

2) 实验结果的分析及结论

采用极差分析法进行数据的分析。极差反映了各因素的水平变动时实验指标的变动幅度。极差越大, 该因素对指标的影响越大, 因而也就越重要。按照极差的大小, 可以列出因素的主次顺序。对于主要因素, 应该选取最优水平。

从实验结果数据中, 分析各因素综合评分的平均值的极差 R_j 可看到, 因素 C——上横臂安装角一的综合评分的平均值的极差等于 1.485, 为最大, 表明该因素对于综合评分的影响最大, 因此对于 5 个实验指标的影响也最大; 其次是因素 D——下横臂安装角, 其极差为 1.25; 第三是因素 A——上横臂长, 第四为因素 C 和 D 的交互作用和因素 B 和 D 的交互作用, 影响最小的因素为因素 B——下横臂长。

再来分析各因素水平综合评分值的平均值 PY_{j1}^* , PY_{j2}^* , 其值越小则说明水平是该因素的最优水平, 其对应的实验指标越好。因此各因素的最优水平为 A_1 、 B_1 、 C_1 、 D_1 , 此结果为前优化值的取值, 从而验证了优化结果的正确性。

分析结论: a、各实验因素对实验指标影响大小的顺序如下(由大到小排列):

因素 C——因素 D——因素 A——因素 B

在因素交互作用中因素 B 和因素 C 的交互作用影响最明显, 其次是因素 A 和因素 C 的交互因素, 影响最小的交互作用是因素 A 和因素 B。

b、因此各因素的最优水平为 A_1 、 B_1 、 C_1 、 D_1 , 此结果为 3.1.1 节优化值的取值, 从而验证了优化结果的正确性。同时可得出最优设计条件为 $C_1D_1A_1B_1$ 。

3.3 本章小结

(1) 双横臂独立悬架的优化设计及结论分析

A、结构参数和安装参数的优化设计

对上、下横臂进行优化时虽然会使轮胎的侧滑量有所减小, 减小对轮胎的磨损, 但是却使轮胎的前束值有较大的增大; 对上、下横臂安装角进行优化, 虽然定位参数的变化不大, 但却对于轮胎的侧滑量并没有太大的改善。

B、初始状态位置的优化:

在双横臂独立悬架结构参数确定的情况下, 通过优化初始状态参数可大大减少车

轮的侧滑量，从而减小轮胎的磨损，同时也使得车轮外倾角有较大减小。

C、对于转向横拉杆断开点的优化：

可使前束值大大减小，这对于提高操纵稳定性和减少轮胎的磨损很有益处。

(2) 采用正交实验的方法对双横臂悬架的优化结果进行的验证和分析，从中找出悬架结构和安装参数中对悬架性能指标影响的程度。

在各实验因素中因素 C—上横臂安装角对实验指标的影响最大，因素 B—下横臂长度对实验指标的影响最小。

第4章 轮胎磨损特性分析及建模

汽车行驶过程中,悬架的运动会造成前轮定位参数的变化,而前轮定位参数对于汽车前轮的转向性能、行驶稳定性和轮胎的胎面磨损有着很大的影响,本章从考虑轮胎磨损的角度出发,通过分析轮胎磨损的机理,采用合理的磨损评价指标,建立轮胎磨损的数学模型。

4.1 轮胎的磨损分析和评价

磨损量是表示胎面橡胶耐磨程度的最重要指标之一,它直接关系到胎面在使用时的耐久性。

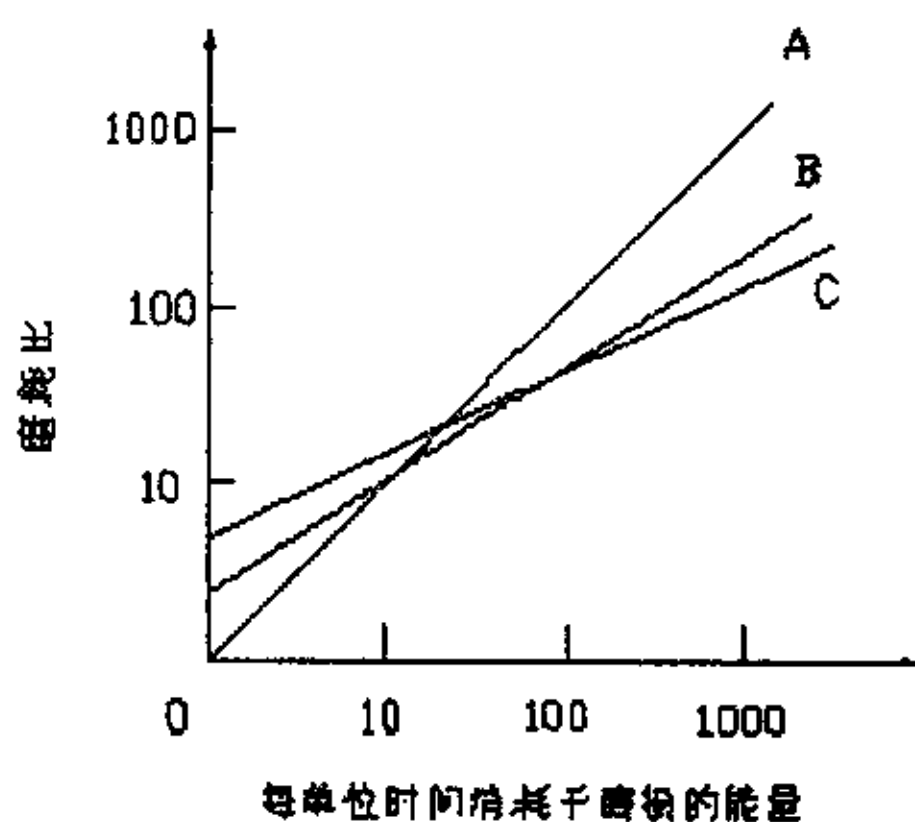


图4.1 橡胶试样典型的磨损实验结果

在轮胎磨损理论研究中提出一定速度下单位时间磨损量与单位时间消耗于滑动摩擦的能量的概念。图4.1^[15]表示橡胶试样典型的磨损实验结果。横轴代表单位时间消耗于摩擦的能量,而纵轴为单位时间的磨损量(对数刻度)。由图可见两者之间大体存在着直线关系。通常单位时间的磨损量与单位时间的摩擦能量消耗几乎相等。这样,如果能算出轮胎沿路面的滑动能量损失,就可以推定胎面橡胶的磨损量。

轮胎磨损的解析分析:

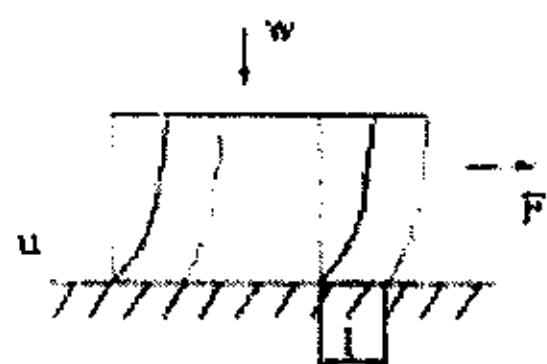


图4.2 橡皮理论模型

在此处着重考虑轮胎的摩擦磨损。在考虑轮胎的磨损时,可将轮胎视为“橡皮”,而橡皮理论则是众所周知的。

如图4.2^[16]所示,橡胶块上有载荷 W ,剪切力 F ,若取摩擦系数为 u ,滑移 L ,则在 $F > u \cdot W$ 时,橡胶块开始滑移,同时发生与路面间的摩擦,出现橡皮磨屑。该磨屑即为橡皮的摩擦损耗。

而剪切力 F 与滑移距离 L 的乘积为摩擦损耗能量 E :

$$E = F \times L \quad (4.1)$$

若 W 为摩擦耗损, K 为常数,则:

$$W = K \times E \quad (4.2)$$

若把上述“橡皮”视为胎面,便有下列推论:在交叉布层轮胎的胎面与地面的接

触面积中,取其中的一微块,并令该微块上的压力为 $p(i,j)$,且在由胎面位移所产生的剪切力 $F(i,j)$ 的作用下,产生纯滑移 $l(i,j)$ 。于是,该微块的摩擦损耗能量为

$$E(i,j) = F(i,j) \times l(i,j) = k(i,j) \times p(i,j) \times l(i,j) \quad (4.3)$$

式中: $k(i,j) = u(i,j) \times A(i,j)$,若轮胎和地面的摩擦系数 u 为常量, A 为单位面积,可以认为磨损能量与压力和滑移量的乘积成正比。

按测定的压力分布和滑移分布,其乘积即为磨损能量。

$$E = \sum_i \sum_j E(i,j) = k' \sum_i \sum_j p(i,j) \times l(i,j) \quad (4.4)$$

$K(i,j)$ 为常数 K ,那么轮胎的损耗 W 为:

$$W = k' \sum_i \sum_j E(i,j) = k' K \sum_i \sum_j p(i,j) \times l(i,j) \quad (4.5)$$

式中 k' 为由轮胎橡胶特性与路面决定的常数。 K 为未知数。而把:

$$W = \sum_i \sum_j p(i,j) \times l(i,j) \quad (4.6)$$

定义为新的磨损能量,如果可以计算出该能量,便可求得实际的磨损能量。本文对于轮胎磨损的计算都是基于此评价指标来进行的。

4.2 轮胎刷子模型下轮胎磨损特性的分析^{[17][20]}

目前对于轮胎模型的描述多种多样,本文为了简化计算则先从常见的轮胎刷子模型着手进行描述。

轮胎刷子模型是基于“弹性胎面和刚性胎体”假设的简化理论模型,其特点是假定轮胎弹性完全集中在具有刷子变形特征的胎面上,而将胎体视为刚性体(即不考虑胎体弹性)。轮胎刷子模型可为深入理解和分析轮胎力学特性及其建模机理提供具体方法,为建立和分析更精确的轮胎力学模型提供理论依据。主要包括稳态条件下的侧偏刷子模型、稳态纵滑模型、纵滑侧偏刷子模型。

4.2.1 稳态侧偏下的轮胎磨损

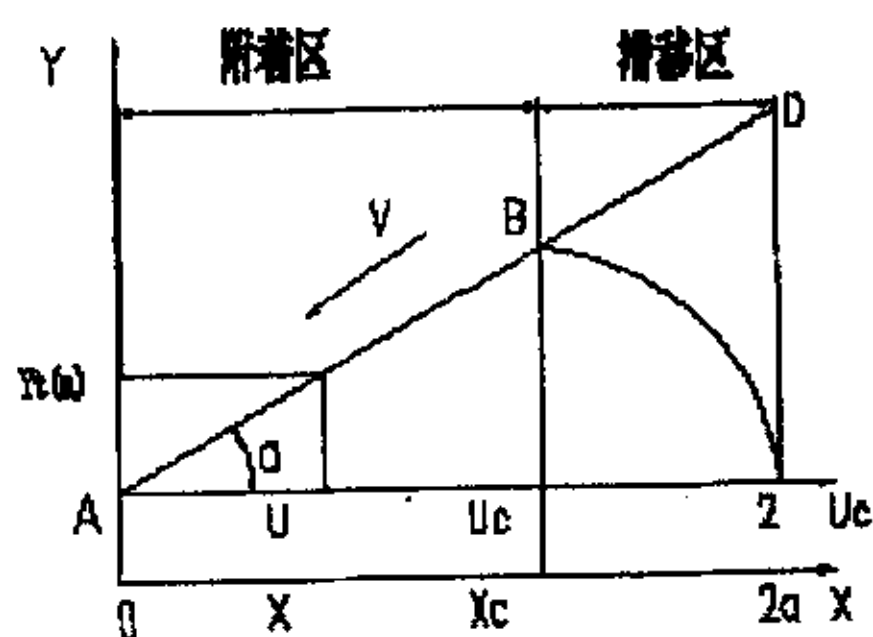


图 4.3 轮胎侧偏变形示意图

在这里主要根据稳态侧偏刷子模型来分析计算在轮胎发生侧偏时的轮胎磨损量。

设印迹长度为 $2a$,以印迹前端点为坐标原点建立如图 4.3^[18]所示的坐标系,图中 α 为侧偏角, X 为印迹纵向坐标, u 为印迹纵向相对坐标 ($u=x/a$)。又

设 $q_y(u)$ 为印迹长度方向上的分布侧向力, $q_t(u)$ 为侧偏变形量。当车轮滚动时在 A 点开始与地面接触, 经过时间 t 后到达 B 点之后轮胎变形产生的侧向力和侧向摩擦力相等, 轮胎开始向 C 点滑移, 滑移到 C 点后轮胎又将重复以上的变形滑移过程。轮胎与地面之间的滑移, 加剧了轮胎的磨损, 并导致畸形磨损。对轮胎模型进行分析的主要目的也就是要找出轮胎在滑移区内磨损能量的计算方法。

4.2.1.1 在小侧偏角下 (印迹区内没有滑移) 的侧偏特性^[18]

此时轮胎和地面之间没有相对滑移, 只是轮胎附着在地面上发生弹性变形。因此其侧偏力和回正力矩可计算如下:

$$F_y = a \int_0^2 q_y(u) du \quad (4.7)$$

$$M_z = a^2 \int_0^2 (1-u) q_y(u) du \quad (4.8)$$

其中 $q_y(u)$ 为印迹长度上的分布侧向力;

$$q_y(u) = k_y y_t(u) = k_y a u \tan \alpha \quad (4.9)$$

k_y ——胎面分布侧向刚度;

$y_t(u)$ ——胎面侧向变形。

随着侧偏角 α 的增大, 印迹后部可能会发生局部滑移。设 $q_z(u)$ 为印迹长度 $2a$ 上的分布载荷, 当 $q_y(u) \geq u_y q_z(u)$ 时印迹会发生局部滑移, 起滑点 (附着临界点) 的相对坐标为 u_c 。显然起滑点 u_c 的有效范围为 $0 \leq u_c \leq 2$ 。整个印迹上的分布侧向力 $q_y(u)$ 如图 4.4 所示, 此时侧向力 F_y 和回正力矩 M_z 计算式为:

$$F_y = a \int_0^{u_c} q_y(u) du + u_y a \int_{u_c}^2 q_z(u) du \quad (4.10)$$

$$M_z = a^2 \int_0^{u_c} (1-u) q_y(u) du + u_y a^2 \int_{u_c}^2 q_z(u) du \quad (4.11)$$

分布载荷 $q_z(u)$ 与轮胎垂直载荷密切相关。下面分析 $q_z(u)$ 。

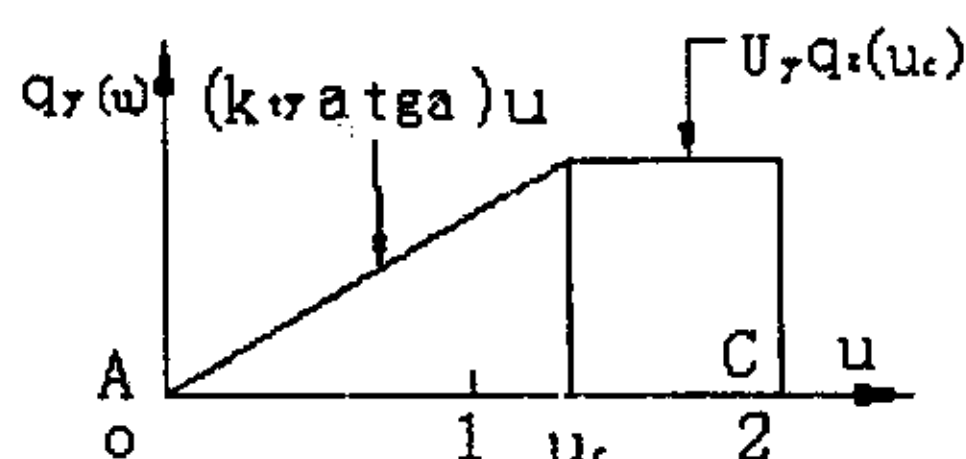


图 4.4 印迹上的侧向力分布

4.2.1.2 印迹上的垂直载荷分布

轮胎印迹上的分布载荷，是影响轮胎力学特性的一个重要因素，它依轮胎的种类、载荷、胎压、和行驶工况的不同而异。为了研究任意载荷分布时的轮胎力学特性，引入了一般载荷分布函数 $\eta(u)$ ，如图 4.5 所示。在建立轮胎力学模型时，将载荷分布形式假设为一般函数 $\eta(u)$ 比将其假设为特殊形状（如抛物线、梯形、矩形等）更具有普遍性。

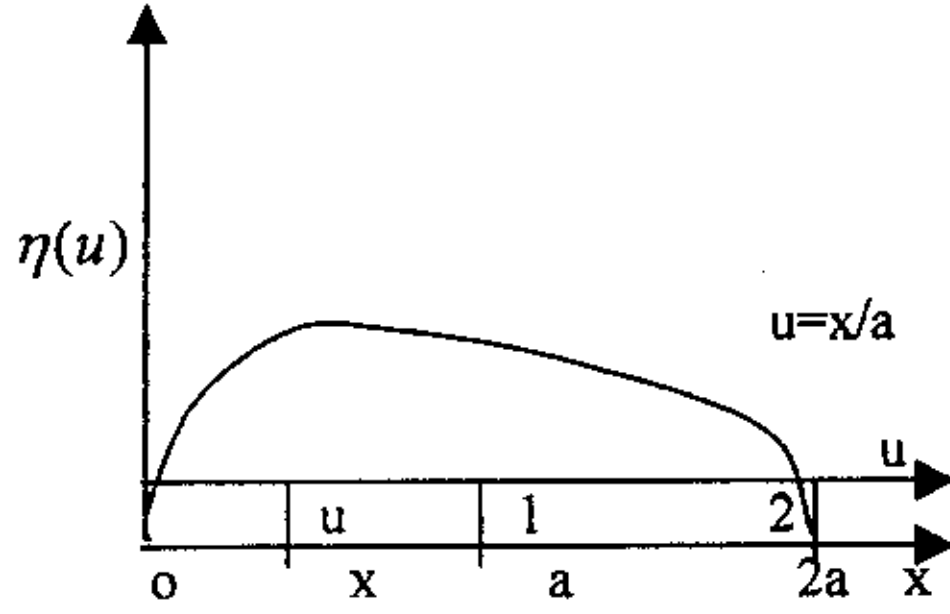


图 4.5 载荷分布函数示意图

函数 $\eta(u)$ 定义在 $0 \leq u \leq 2$ 之间，即当 $u < 0$ 或 $u > 2$ 时有 $\eta(u) = 0$ 。设 F_z 为轮胎垂直载荷，基于函数 $\eta(u)$ 的 $q_z(u)$ 表示为：

$$q_z(u) = \eta(u) \cdot F_z / (2a) \quad (4.12)$$

为了得到不同形状的载荷分布曲线，推荐函数 $\eta(u)$ 用多项式表示，即

$$\eta(u) = \sum_{i=0}^n C_i u^i = C_0 + C_1 u + C_2 u^2 + \dots + C_n u^n \quad (4.13)$$

C_i —多项式的第 i 阶系数

经验推荐 $n=5$ ，以描述载荷分布的不对称特性。特殊的，当 $n=0$ 时，载荷分布函数为均匀分布（矩形分布），当 $n=1$ 时 $\eta(u)$ 为线形分布，而当 $n=2$ 时 $\eta(u)$ 为对称抛物线分布，所对应的函数 $\eta(u)$ 在 $0 < u < 2$ 时的表达式分别为：

$$\eta(u) = 1 \quad n=0$$

$$\eta(u) = 1 + 3\Lambda(1-u) \quad n=1$$

$$\eta(u) = 1.5u(2-u) \quad n=2$$

4.2.1.3 对于在滑移区内的摩擦能量的计算

当在较大的侧偏角下，随着侧偏角 α 的增大，印迹后部可能会发生局部滑移。设 $q_z(u)$ 为印迹长度 $2a$ 上的分布载荷，当 $q_y(u) \geq \mu_y q_z(u)$ 时印迹会发生局部滑移，起滑点（附着临界点）的相对坐标为 μ_c 。此时，在 $(\mu_c, 2)$ 区域内，轮胎与地面之间出

现相对滑移,成为轮胎磨损的主要原因。对在滑移区内的轮胎的磨损能量分析计算如下:

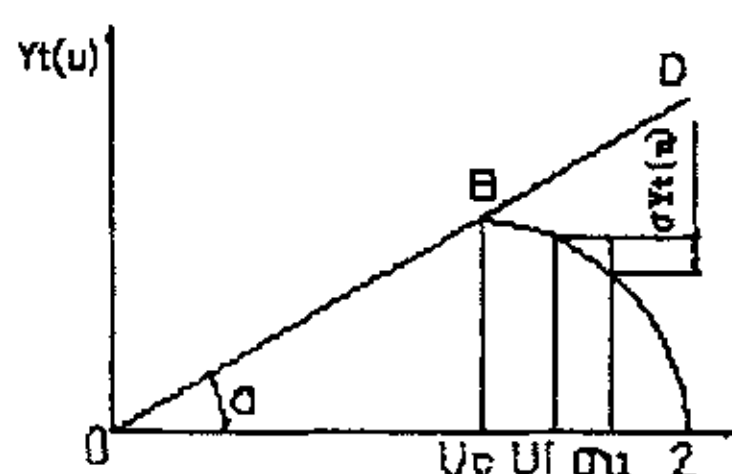


图 4.6 轮胎侧偏变形

式中 u_c —侧向附着系数

$$q_z(u) = \eta(u) \cdot F_z / (2a)$$

因此选取适当的载荷分布函数 $\eta(u)$ 则可确定出 u_c 值。

(2) 滑移区 ($\mu_c, 2$) 内侧向力做的摩擦功

在滑移区 ($\mu_c, 2$) 内 u_i 处的侧向力 $F_y(u_i) = q_z(u_i) \cdot u_y$, 而经过一段短暂的时间间隔轮胎沿 X 方向有了 δu 的位移, 轮胎在侧向 Y 方向有了 $\delta y_t(u_i)$ 的变形量, 则在 δu 的位移内的摩擦功为

$$\delta W_y(u_i) = F_y(u_i) \cdot \delta y_t(u_i). \quad (4.16)$$

$$\delta y_t(u_i) = y'_t(u) \cdot \delta u$$

则在整个滑移区内, 侧向力所做的摩擦功为:

$$\begin{aligned} W_y &= \sum_{u_c}^2 q_z(u_i) \cdot u_y \cdot y'_t(u_i) \delta u \\ &= a^2 \int_{u_c}^2 q_z(u) \cdot u_y \cdot y'_t(u) du \end{aligned} \quad (4.17)$$

$y_t(u)$ —侧滑区内轮胎的侧向变形曲线 (即轮胎印迹的外廓曲线方程)。

对于在侧滑区内轮胎的侧向变形 $y_t(u)$ 的求解如下:

因为胎面侧向刚度为已知量, 则轮胎的侧向变形量和胎面所受的侧向力之间应满足胡克定律, 即:

$$y_t(u) = \frac{u_y q_z(u)}{k_y} \quad (4.18)$$

而且满足边界条件

$$y_t(u_c) = k_y \operatorname{atg} \alpha \cdot u \quad (4.19)$$

$$y_i(2) = 0 \quad (4.20)$$

将 $q_z(u) = \eta(u) \cdot F_z / (2a)$ 代入, 则

$$y_i(u) = \frac{u_y F_z}{k_{ty} \cdot 2a} \cdot \eta(u) \quad (4.21)$$

其导数为

$$y_i'(u) = \frac{u_y F_z}{k_{ty} \cdot 2a} \cdot \eta'(u) \quad (4.22)$$

4.2.2 稳态纵滑状态下的轮胎磨损

4.2.2.1 轮胎稳态纵滑模型的描述^[19]

设 k_y 为胎面分布纵向刚度, u 为印迹相对坐标, $\Delta x(u)$ 为胎面各点的纵向变形, $q_x(u)$ 为胎面上各点的纵向剪应力, 则有 $q_x(u) = k_x \Delta x(u)$ 。又设 $q_z(u)$ 为印迹长度 $2a$ 上的分布载荷, u_c 为起滑点的相对坐标, 则纵向力 F_x 的计算式为

$$F_x = a \int_0^{u_c} q_x(u) du + a u_x \int_{u_c}^2 q_z(u) du \quad (4.23)$$

下面先通过推导 $\Delta x(u)$ 来求得 $q_x(u)$ 。

设 ω 为轮胎旋转角速度, R 为轮胎滚动半径, 则轮胎滚动速度为

$$v_R = \omega \cdot R \quad (4.24)$$

又设 v_x 为轮轴的前进速度, 则侧向滑移速度为

$$v_{sx} = v_x - v_R \quad (4.25)$$

定义纵向滑移率 S_x 为

$$S_x = \frac{v_{sx}}{v_R} = \frac{v_x - \omega R}{\omega R} \quad (4.26)$$

制动滑移率 S_b , 驱动滑移率 S_d 与 S_x 的关系可表示为

$$S_b = \frac{v_x - v_R}{v_x} = \frac{S_x}{1 + S_x} \quad (4.27)$$

$$S_d = \frac{v_R - v_x}{v_R} = -S_x \quad (4.28)$$

设印迹在纵向力作用下胎面赤道线如图 4.7 所示, 为了方便表示印迹的纵向变形, 假想胎面有侧向变形, (而实际上胎面存在侧向变形), 图中 P_i 为胎面上一点。设胎面上的一点刚开始与路面接触, 到滚动至 P_i 点所需的时间为 t , 此时旋转平面上 (胎面基

部上) 与 P_t 对应的点坐标 X 为 $x = au = v_R t$ 。胎面上各点的纵向变形 $\Delta x(u) = v_x t - x$ 。于是有

$$\Delta x(u) = v_x t - v_R t = S_x au, \text{ 所以}$$

$$q_x(u) = k_{\alpha} \Delta x(u) = k_{\alpha} S_x au \quad (4.29)$$

$$q_z(u) = \eta(u) F_z / (2a) \quad (4.30)$$

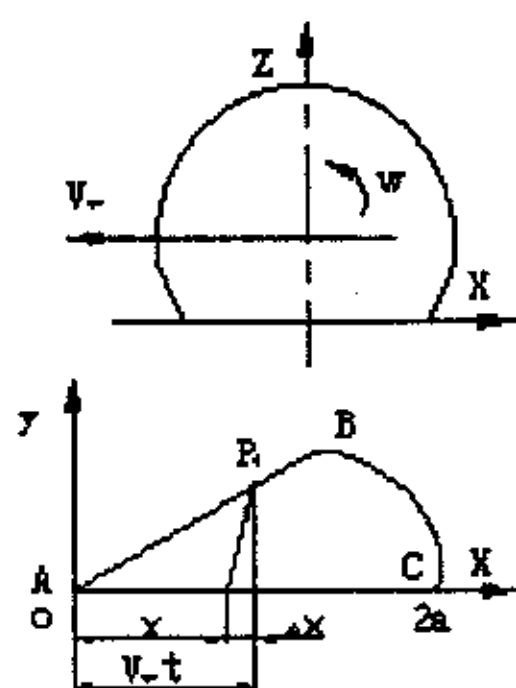


图 4.7 印迹纵向变形示意图

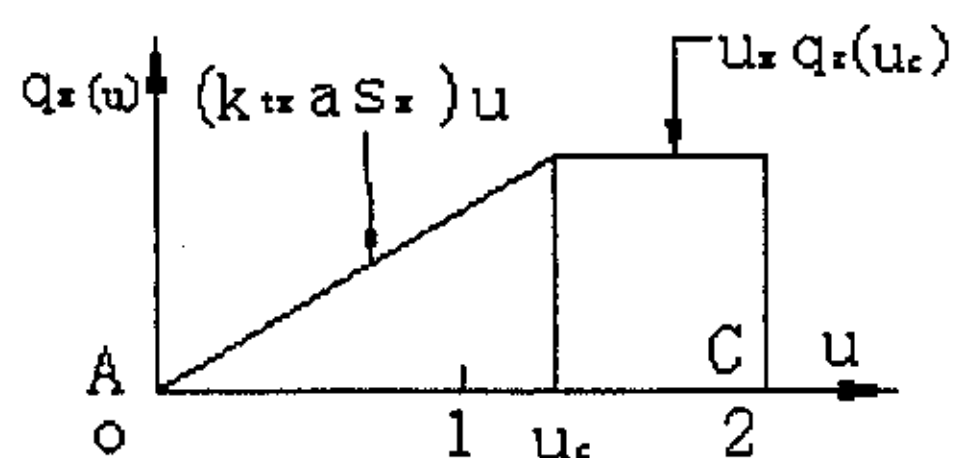


图 4.8 印迹上的纵向剪应力

整个印迹上对应与纵向滑移率 S_x 的纵向剪应力 $q_x(u)$ 可表示成为图 4.7 所示的形式。

4.2.2.2 滑移区内的轮胎磨损量的计算

对于轮胎磨损量评价同样采用在计算在滑移区内摩擦力做的功的大小来评价。

(1) 起滑点 u_c 的确定

依据公式 $q_x(u_c) = u_x q_z(u)$ 可得到起滑点 u_c 的起滑条件式

$$\frac{\eta(u_c)}{u_c} = \varphi_x$$

即:

$$\frac{\eta(u_c)}{u_c} = \frac{k_{\alpha} \cdot S_x \cdot 2a^2}{u_x \cdot F_z} \quad (4.31)$$

选取合适的分布函数 $\eta(u)$, 求出起滑点 u_c 。

(2) 纵向滑移区内的摩擦功计算

在滑移区 ($u_c, 2$) 内 u_i 处的纵向力 $F_X(u_i) = q_z(u_i) \cdot u_x$, 而经过一段短暂的时间间隔轮胎沿 X 方向有了 δu 的位移, 轮胎在纵向 X 方向有了 $\Delta X_i(u_i)$ 的变形量, 则在 δu 的位移内的摩擦功为:

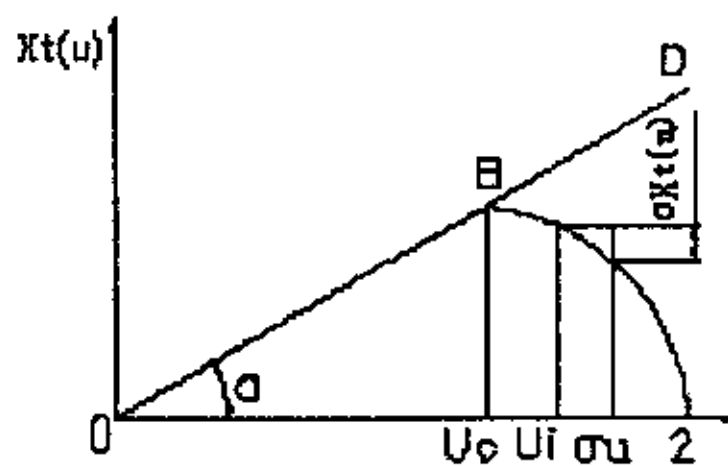


图 4.9 纵向滑移区内的摩擦变形

$$\delta W_x(u_i) = F_x(u_i) \cdot \Delta X_i(u_i) \quad (4.32)$$

$$\Delta x(u) = v_x t - v_R t = S_x a u$$

$$W_x = \sum_{u_c}^2 q_z(u_i) \cdot u_x \cdot \Delta x(u_i) \quad (4.33)$$

$$= a^2 \int_{u_c}^2 q_z(u) \cdot u_x \cdot \Delta x(u) du = a^2 \int_{u_c}^2 q_z(u) \cdot u_x \cdot a \cdot u \cdot S_x du$$

4.2.3 稳态纵滑侧偏状态下的轮胎磨损

4.2.3.1 稳态纵滑侧偏刷子模型分析^[19]

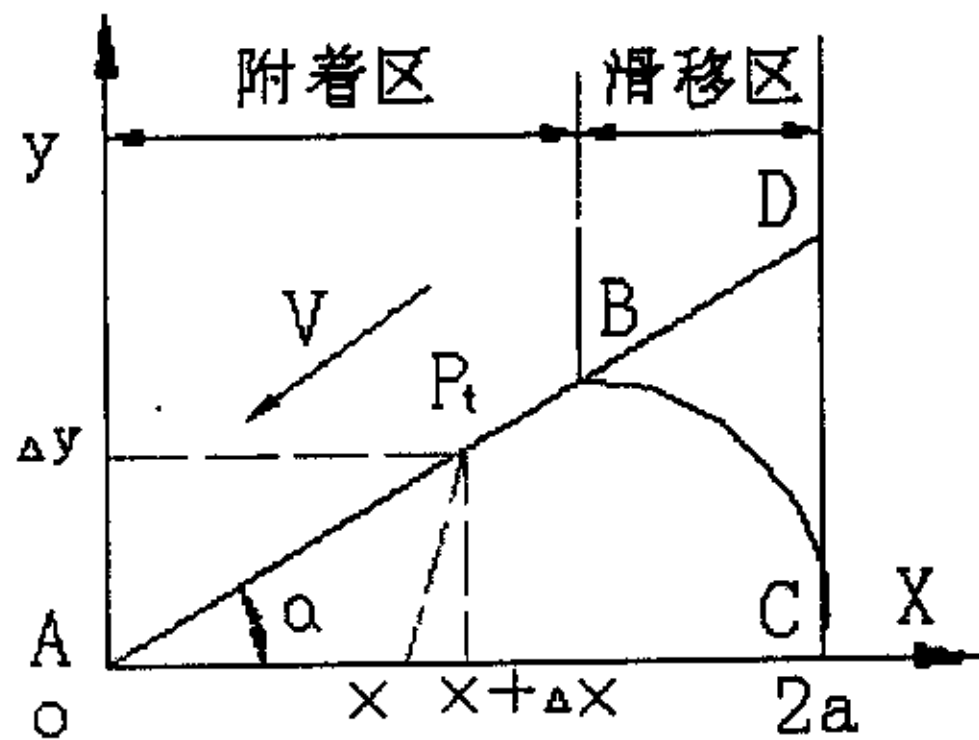


图 4.10 印迹的侧向变形和纵向变形

设胎面上的点 A (印迹前端点), 经过时间 t 后滚动至点 P_t 所在的位置。此时胎面上对应点 (与点 A 对应) 将相应的从坐标原点 O 运动到纵坐标为 X 的位置, 如图 4.10 所示。由该图可得出关于胎面纵向变 $\Delta X(u)$ 和侧向变形 $\Delta y(u)$ 的关系式:

$$X = w R t \quad (4.34)$$

$$\Delta X(u) = v t \cos \alpha - x \quad (4.35)$$

$$\Delta y(u) = v t \sin \alpha \quad (4.36)$$

式中 α — 轮胎侧偏角;

v — 轮胎前进速度。

定义纵向滑移率 S_x 和侧向滑移率 S_y 分别为

$$S_x = \frac{V \cos \alpha - \omega R}{\omega R} \quad (4.37)$$

$$S_y = (1 + S_x) \tan \alpha = \frac{V \sin \alpha}{\omega R} \quad (4.38)$$

式中 R —轮胎半径

则可得到

$$\Delta X(u) = S_x au \quad (4.39)$$

$$\Delta y(u) = S_y au \quad (4.40)$$

设 k_x 为胎面分布纵向刚度, k_y 为胎面分布侧向刚度, 于是胎面上各点的纵向剪应力 $q_x(u)$ 和侧向剪应力 $q_y(u)$ 为:

$$q_x(u) = k_x \Delta X(u) = k_x S_x au \quad (4.41)$$

$$q_y(u) = k_y \Delta y(u) = k_y S_y au \quad (4.42)$$

在印迹附着区内, 轮胎只是做弹性变形, 而与地面之间并无相对滑动和摩擦, 因而在此过程中并无摩擦磨损。但是当有进一步变形时, 其纵向、侧向力超过地面所能提供的最大摩擦力后将出现滑移, 此时将会出现轮胎与地面间的相对运动, 而引起轮胎的摩擦磨损。

在附着区内总剪应力和整个印迹上的分布载荷 $q_z(u)$ 分别为:

$$q(u) = \sqrt{q_x^2(u) + q_y^2(u)} \quad (4.43)$$

$$q_z(u) = \eta(u) F_z / 2a \quad (4.44)$$

$$\varphi_x = C_x S_x / (u' F_z) \quad (4.45)$$

$$\varphi_y = C_y S_y / (u' F_z) \quad (4.46)$$

$$\varphi = \sqrt{\varphi_x^2 + \varphi_y^2} \quad (4.47)$$

式中 u' —轮胎总附着系数

C_x —胎面的纵向刚度 $C_x = 2a^2 k_x$

C_y —胎面的侧刚度 $C_y = 2a^2 k_y$

则总切力 F 和回正力矩 M_z 的计算式为

$$F = a \int_{-c}^c q(u) du + u a \int_{-c}^c q_z(u) du \quad (4.48)$$

$$M_z = a^2 \int_0^{u_c} (1-u) q_z(u) du + u a^2 \int_{u_c}^2 q_z(u) du \quad (4.49)$$

4.2.3 .2 滑移区内轮胎磨损的计算

(1)、起滑点 u_c 的计算

起滑点的相对坐标依关系式

$$q_x(u_c) = u_x q_z(u)$$

可得到起滑点 u_c 的起滑条件式

$$\frac{\eta(u_c)}{u_c} = \varphi \quad (4.50)$$

选取合适的载荷分布函数 $\eta(u)$ ，计算出 u_c 。

对于滑移区内的轮胎磨损量的计算，可分解为侧向和纵向来进行。

(2) 滑移区内侧向滑移轮胎磨损的计算

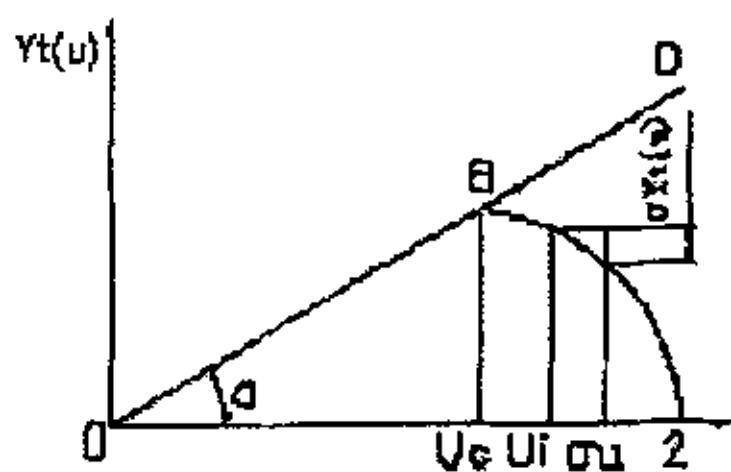


图 4.11 滑移区内侧向变形

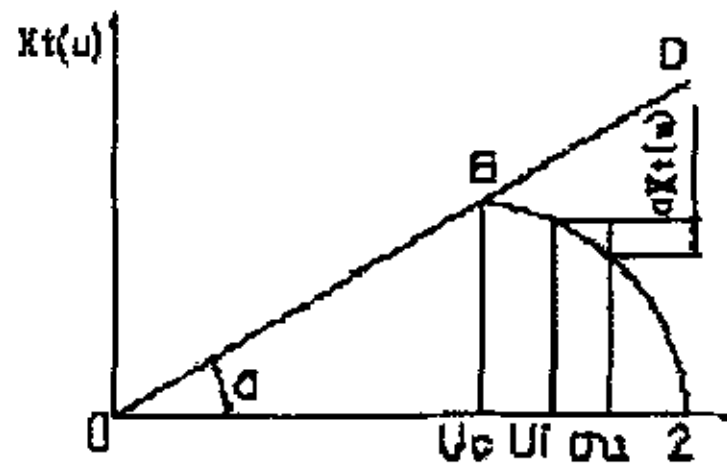


图 4.12 滑移区内纵向变形

如图 4.11 所示,在滑移区 ($u_c, 2$) 内 u_i 处的侧向力 $F_y(u_i) = q_z(u_i) \cdot u_y$ ，而经过一段短暂的时间间隔轮胎沿 Y 方向有了 δu 的位移，轮胎在侧向 Y 方向有了 $\delta y_t(u_i)$ 的变形量，则在 δu 的位移内的摩擦功为

$$\delta W_y(u_i) = F_y(u_i) \cdot \delta y_t(u_i) \quad (4.51)$$

$$\text{式中 } \delta y_t(u_i) = y'_t(u) \cdot \delta u \quad (4.52)$$

则在整个滑移区内侧向力所做的摩擦功为：

$$\begin{aligned} W_y &= \sum_{u_c}^2 q_z(u_i) \cdot u_y \cdot y'_t(u_i) \delta u \\ &= a^2 \int_{u_c}^2 q_z(u) \cdot u_y \cdot y'_t(u) du \end{aligned} \quad (4.53)$$

式中 $y_t(u)$ ——侧滑区内轮胎的侧向变形曲线（即轮胎印迹的外廓曲线方程）。其计算方法同稳胎侧偏刷子模型中的确定方法。

为了简化计算也可采用侧向滑转率来进行计算

$$W_y = a^2 \int_{u_c}^2 q_z(u) \cdot u_y \cdot S_y \cdot u du \quad (4.54)$$

(3) 滑移区内纵向滑移轮胎磨损的计算

如图 4.12 所示,在滑移区 ($u_c, 2$) 内 u_i 处的纵向力 $F_x(u_i) = q_z(u_i) \cdot u_x$, 而经过一段短暂的时间间隔, 轮胎沿 X 方向有了 δu 的位移, 轮胎在纵向 X 方向有了 $\Delta X_i(u_i)$ 的变形量, 则在 δu 的位移内的摩擦功为

$$\delta W_x(u_i) = F_x(u_i) \cdot \Delta X_i(u_i) \quad (4.55)$$

$$\text{式中 } \Delta x(u) = v_x t - v_R t = S_x a u$$

$$W_x = \sum_{u_c}^2 q_z(u_i) \cdot u_x \cdot \Delta x(u_i) \quad (4.56)$$

$$= a^2 \int_{u_c}^2 q_z(u) \cdot u_x \cdot \Delta x(u) du$$

$$= a^2 \int_{u_c}^2 q_z(u) \cdot u_x \cdot u \cdot S_x du$$

因此在滑移区内总的摩擦功

$$W = W_x + W_y \quad (4.57)$$

对于一个印迹内轮胎的磨损量可以根据在此印迹内的滑移区内的总摩擦功来评价。

4.2.4 边界条件 (起滑点 $u_c = 0$) 下的轮胎磨损

以上是在计算出的起滑点 μ_c 满足 $0 < u_c < 2$ 时, 轮胎磨损量的计算, 是一种微观量的计算。当计算出 $u_c = 0$ 时, 则说明轮胎在整个印迹内都处于滑移状态。

4.2.4.1 侧向滑移的磨损分析和计算

此时轮胎的侧偏达到最大值, 因而此时在滑移过程中轮胎不再有变形, 所以可把轮胎当作刚体来处理, 其磨损量可如下计算:

$$\delta W_y = a \int_{u_c}^2 q_z(u) \cdot u_y du \cdot \delta L \quad (4.58)$$

式中 L— 轮距

4.2.4.2 纵向滑移的磨损分析和计算

若 $u_c \leq 0$, 则此时相当于纵向的整个印迹都是轮胎的滑移量, 实际上此时车轮是处于空转打滑的状态, 轮胎的磨损量可用下式计算:

$$W = 2a u p_z(u) \quad (4.59)$$

因而轮胎的总磨损量由以上两部分组成, 即当 $0 < u_c < 2$ 时的轮胎磨损量和 $u_c \leq 0$ 时的轮胎磨损量组成, 因此建立刷子模型下轮胎磨损的数学模型。

4.3 本章小结

本章首先探求轮胎的磨损机理, 选定合理的轮胎磨损评价指标, 从较成熟的轮胎刷子模型出发, 分析轮胎在侧偏和纵滑时的受力以及变形情况, 从而推导出其摩擦耗损功, 建立其磨损的数学模型。

(1) 胎面的磨损分析和评价

提出在一定速度下单位时间磨损量与单位时间消耗的滑动摩擦的能量相等的概念。如果算出轮胎沿路面的滑动能量损失, 就可以推出胎面橡胶的磨损量。

(2) 稳态侧偏下的轮胎磨损模型

在滑移区 $(u_c, 2)$ 内 u_i 处的侧向力 $F_y(u_i) = q_z(u_i) \cdot u_y$, 而经过一段短暂的时间间隔轮胎沿 X 方向有了 δu 的位移, 轮胎在侧向 Y 方向有了 $\delta y_i(u_i)$ 的变形量, 则在整个滑移区内侧向力所做的摩擦功为:

$$W_y = \sum_{u_c}^2 q_z(u_i) \cdot u_y \cdot y'_i(u_i) \delta u = a^2 \int_{u_c}^2 q_z(u) \cdot u_y \cdot y'_i(u) du$$

(3) 稳态纵滑时轮胎的磨损模型

在这里假定轮胎没有侧偏, 只有纵向滑动。分析了轮胎的纵向受力、垂直载荷分布、纵向变形, 确定轮胎纵滑时的起滑点的坐标, 从而建立了纵滑时的轮胎磨损模型。

纵滑磨损模型为:

$$W_x = \sum_{u_c}^2 q_z(u_i) \cdot u_x \cdot \Delta x(u_i) \quad \text{式中} \quad \Delta x(u) = v_x t - v_R t = S_x a u$$

(4) 纵滑侧偏下的轮胎磨损模型

在这里综合考虑了轮胎在实际运动时的既偏又滑的工况, 将此时的工况分解为纵滑和侧偏时的情况进行分别求解, 最后再进行矢量的合成。

因此在滑移区内总的摩擦功

$$W = W_x + W_y$$

(5) 边界条件 (起滑点 $u_c = 0$) 下的轮胎磨损模型

此时轮胎的侧偏达到最大值, 因而在滑移过程中轮胎不再有变形, 所以可把轮胎当作刚体来处理。若 $u_c \leq 0$, 则此时相当于纵向的整个印迹都是轮胎的滑移量, 实际上此时车轮是处于空转打滑的状态。

第 5 章前轮定位参数同轮胎磨损的关系分析及仿真

5.1 概述

由第 4 章的分析中可看出轮胎磨损功 W 的计算与垂直载荷的分布 $q_z(u)$ 、起滑点 u_c 有关, 而这些量的计算都与侧偏角 α 有关。由计算起滑点的关系式

(1) 在稳态侧偏刷子模型中

计算起滑点 u_c 时, 由起滑条件

$$atg\alpha \cdot k_y \cdot u_c = u_y q_z(u_c) \quad (5.1)$$

可以得出:

$$tg\alpha = \frac{2a^2 k_y}{u_y \cdot F_z} \cdot \frac{u_c}{\eta(u_c)} \quad (5.2)$$

(2) 在稳态纵滑侧偏刷子模型中

计算起滑点 u_c 时, 由

$$q_x(u_c) = u_x q_z(u)$$

可得到起滑点 u_c 的起滑条件式

$$\frac{\eta(u_c)}{u_c} = \varphi \quad (5.3)$$

$$\text{而式中 } \varphi = \sqrt{\varphi_x^2 + \varphi_y^2} \quad (5.4)$$

$$\varphi_y = C_y S_y / (u F_z) \quad (5.5)$$

$$\varphi_x = C_x S_x / (u F_z) \quad (5.6)$$

$$\text{其中 } S_x = \frac{V \cos \alpha - \omega R}{\omega R} \quad (5.7)$$

$$S_y = (1 + S_x) tg\alpha = \frac{V \sin \alpha}{\omega R} \quad (5.8)$$

因而可看出起滑点 u_c 是侧偏角的 α 的函数。其关系式为:

$$\frac{\eta(u_c)}{u_c} = \frac{1}{\omega R \cdot u F_z} \sqrt{C_x^2 (v \cos \alpha - \omega R)^2 + C_y^2 (v \sin \alpha)^2} \quad (5.9)$$

式中 u —地面总附着系数

在实际计算中可令 $k_x = k_y = k_t$ ，即胎面刚度各向同性。

从而 $C_x = C_y = C_t = 2a^2 k_t$

所以上式可简化为：

$$\frac{\eta(u_c)}{u_c} = \frac{2a^2 k_t}{\omega R \cdot u F_z} \sqrt{v^2 - 2\omega R \cdot v \cos \alpha} \quad (5.10)$$

轮胎侧偏角对轮胎磨损影响的仿真计算：

假设轮胎不受侧向力。

计算参数如下：轮胎型号 6.40—13 (95 系列普通断面斜交胎)

表 5.1 轮胎 6.40—13 (95 系列普通断面斜交胎) 参数表

轮胎气压	210 kpa	地面附着系数取	0.8
轮胎宽度	163 mm	y 向附着系数 u_y	取 0.5656
外直径	642 mm	x 向附着系数 u_x	取 0.5656
滚动半径	306 mm	纵向滑动率	取 0.3
轮胎负荷	470 kg	车速	40km/h
轮迹长度	193.96 mm	胎面横向弹性系数 k_{ty}	0.0092
轮胎侧偏刚度 K_α	490.35N/ (°)	胎面纵向弹性系数 k_{tx}	0.0092

侧偏角对轮胎磨损的影响的仿真结果如图 5.1、5.2 所示：

A、轮胎只有侧偏时

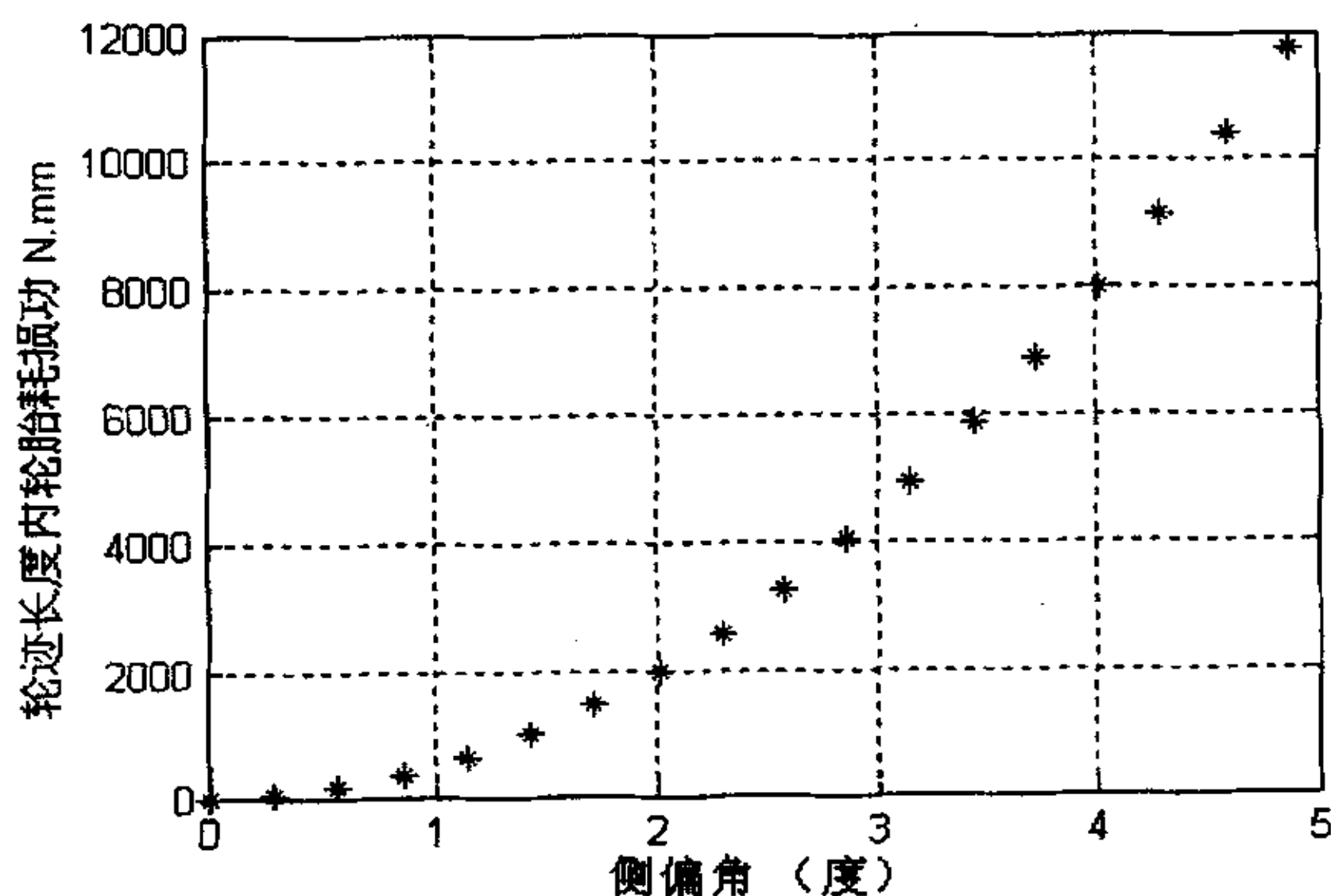


图 5.1 侧偏角对侧偏磨损的影响

从上述公式中及仿真结果可以看出,各工况下轮胎的磨损都是轮胎侧偏角的函数,所以前轮定位参数对轮胎磨损的影响的研究则可以转化到定位参数对轮胎侧偏角的影响的研究上。

B、轮胎侧偏纵滑时

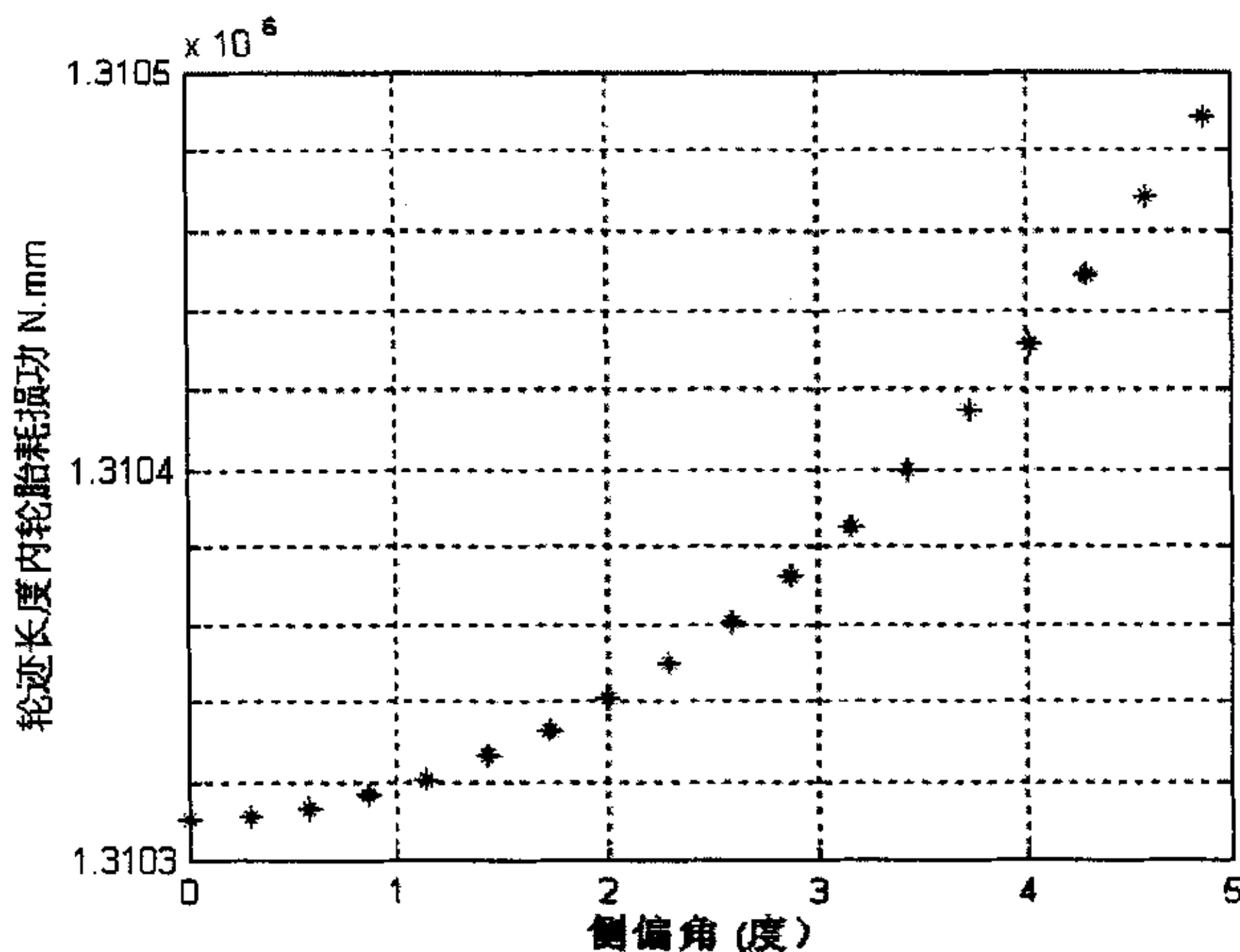


图 5.2 侧偏角对轮胎磨损的影响

5.2 轮胎侧倾角和轮胎侧偏角的关系

轮胎的侧向力除与侧偏角 α 有关外,还与轮胎侧倾角有关。当轮胎在一定的侧倾角下滚动时,如果没有外加侧向力,轮胎必然要偏向侧倾的一边滚动,如果强迫该轮胎沿一直线行驶,必须要外加一个与侧倾方向相反的侧向力,这个力就叫侧倾推力。推荐用下式来表示侧倾角 γ 与侧倾推力的关系^[17]:

$$T = \frac{l}{6} \cdot \frac{k}{R} \gamma \quad (5.11)$$

式中 l —印迹长度

R —轮胎半径

k —侧偏刚度

因为一定的轮胎侧倾角 γ 在无侧向力时将引起一定的侧偏角,因此,有时也将侧倾

角 γ 折算成附加的侧偏角 $\Delta\alpha$ ，则

$$T = k \cdot (\Delta\alpha) \quad (5.12)$$

通常侧偏角 $\Delta\alpha$ 值相当小，可近似地认为它与侧向推力成正比。比较上面两式则可推出侧偏角 $\Delta\alpha$ 与侧偏角 γ 的数学关系式：

$$\Delta\alpha = \frac{l}{6R} \cdot \gamma \quad (5.13)$$

仿真计算：

假设轮胎不受侧向力。

计算参数：轮胎型号 6.40—13 (95 系列普通断面斜交胎)，其参数如表 5.1 中所示。

仿真结果如下

A、稳态侧偏工况时

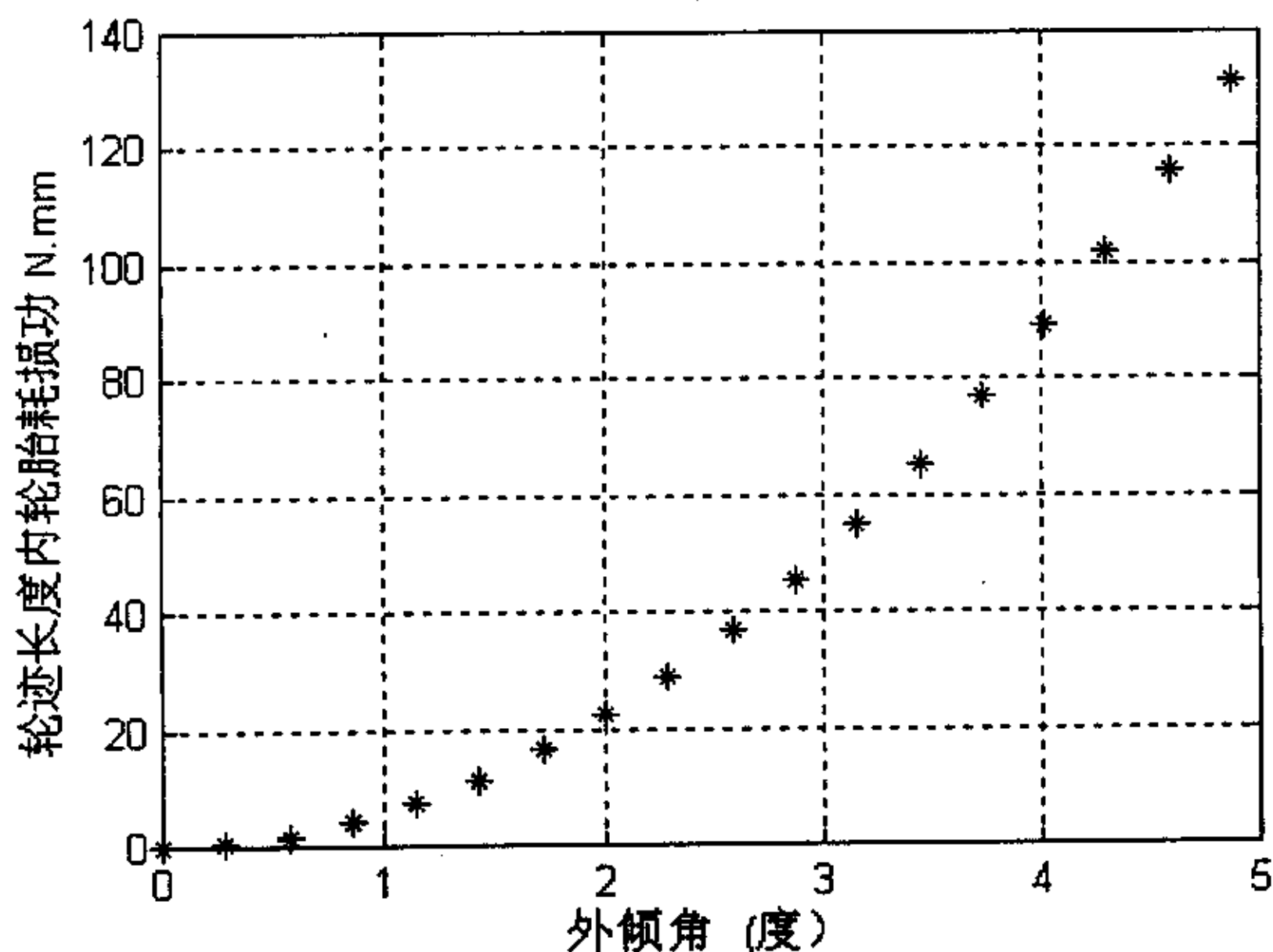


图 5.3 外倾角对侧偏磨损的影响

5.3 车轮前束角和轮胎侧偏角的关系

车轮前束角对轮胎侧偏角的关系，由前面的轮胎侧偏特性的理解中转鼓模型分析，设车轮轴不动（即车辆是静止的），而路面是运动的，并用一个很大的转鼓代替，其转动方向与车辆方向相反，如图 5.5^[21]所示。把轮胎相对与轮鼓转过一个角度 α ，则根据侧偏角的定义，此角即为侧偏角，同时这个角度也是车轮前束角（在角度较小时）。

由前束引起的前束侧向力

$$F_y = 0.5k_y w l^2 \cdot \gamma \quad (5.14)$$

式中 w —轮胎宽度； l —轮胎印迹长度； k_y —胎面横弹系数；

又因为侧偏刚度

$$k_\alpha = 0.5k_y w l^2 \quad (5.15)$$

B、稳态侧偏纵滑工况时

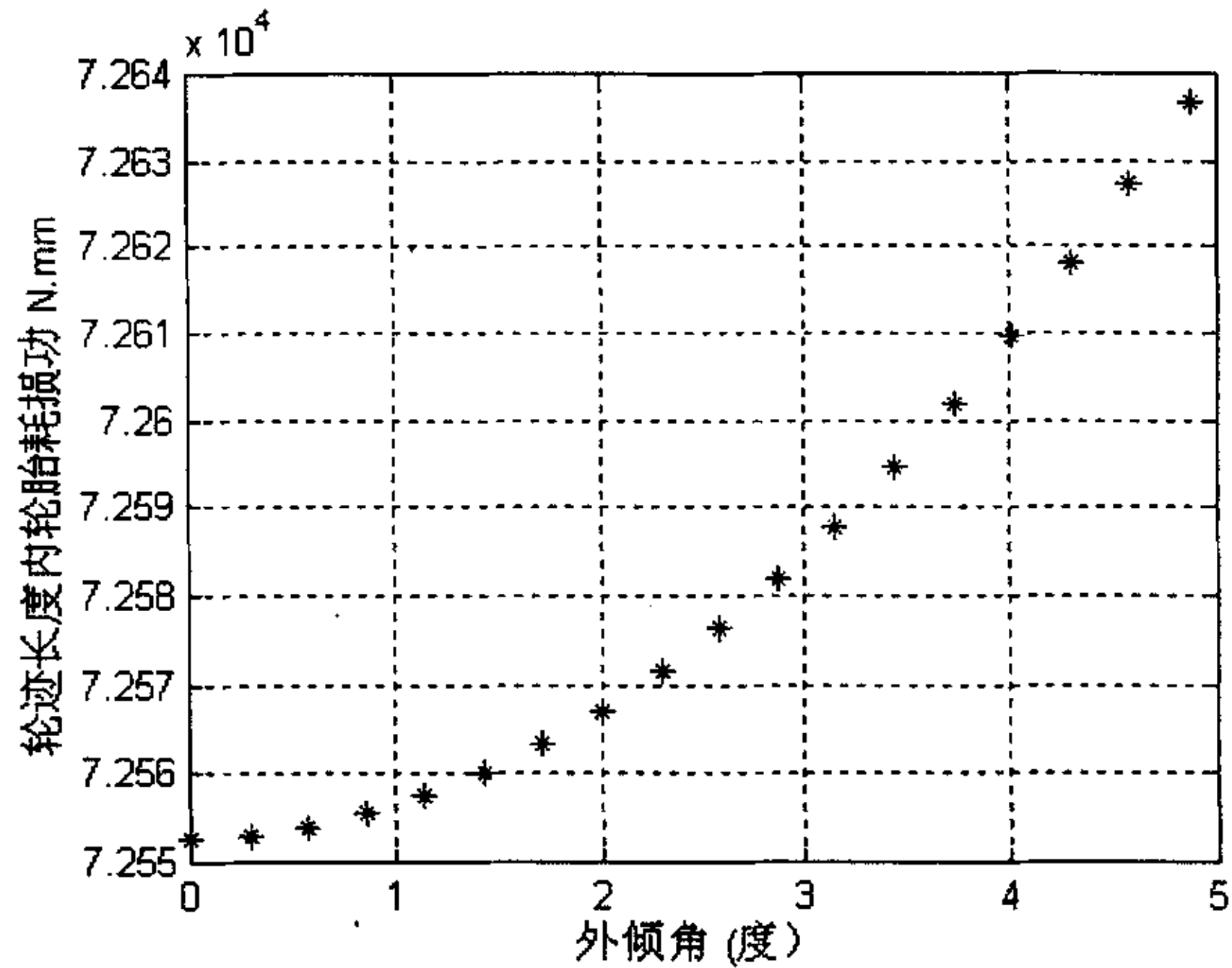


图 5.4 外倾角对轮胎磨损的影响

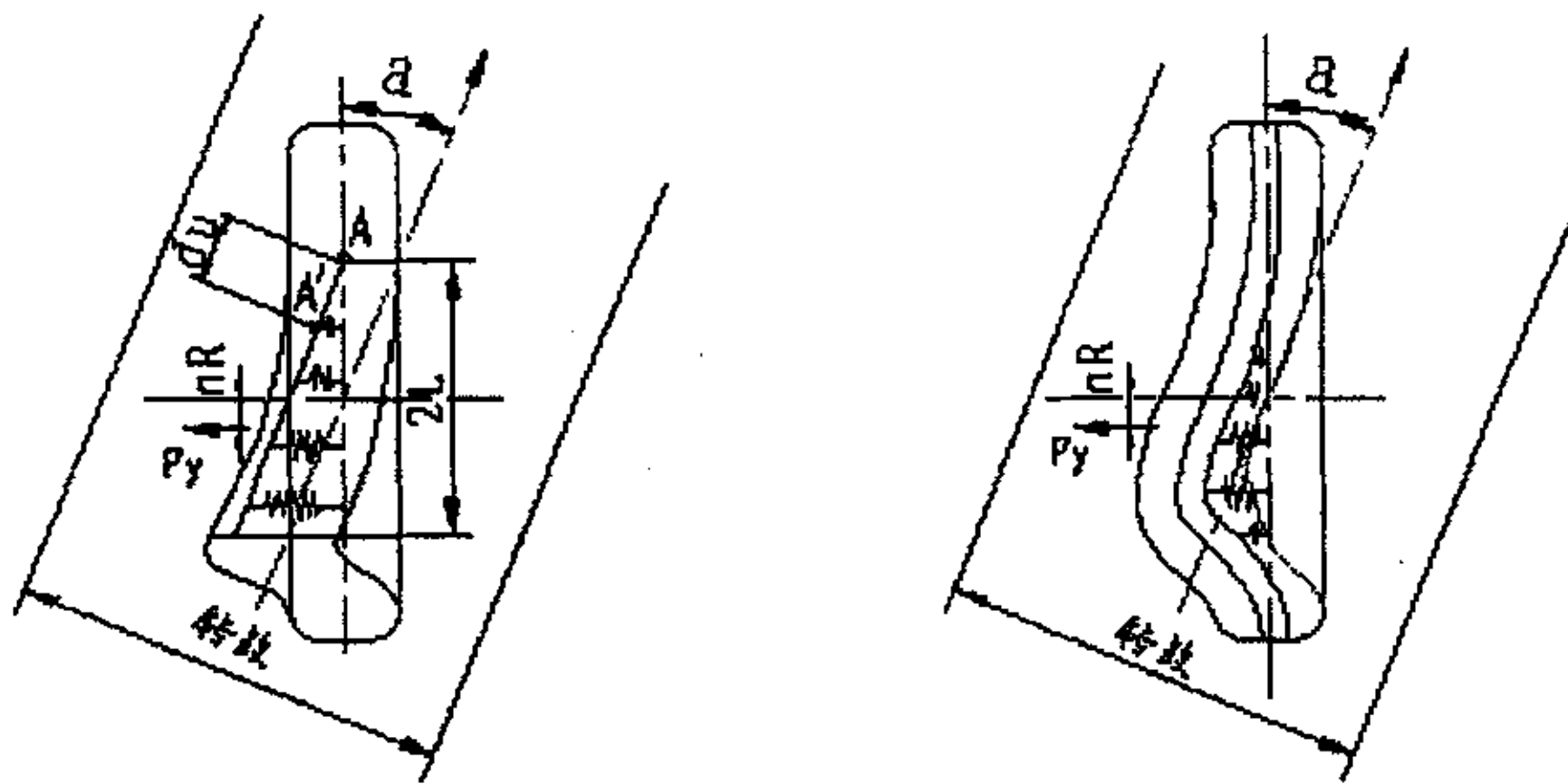


图 5.5 单元弹簧转鼓模型

因此，在角度较小时车轮前束角也相当于给轮胎了一个附加的侧偏角 $\Delta\alpha$ 。

仿真计算：

A、稳态侧偏工况时

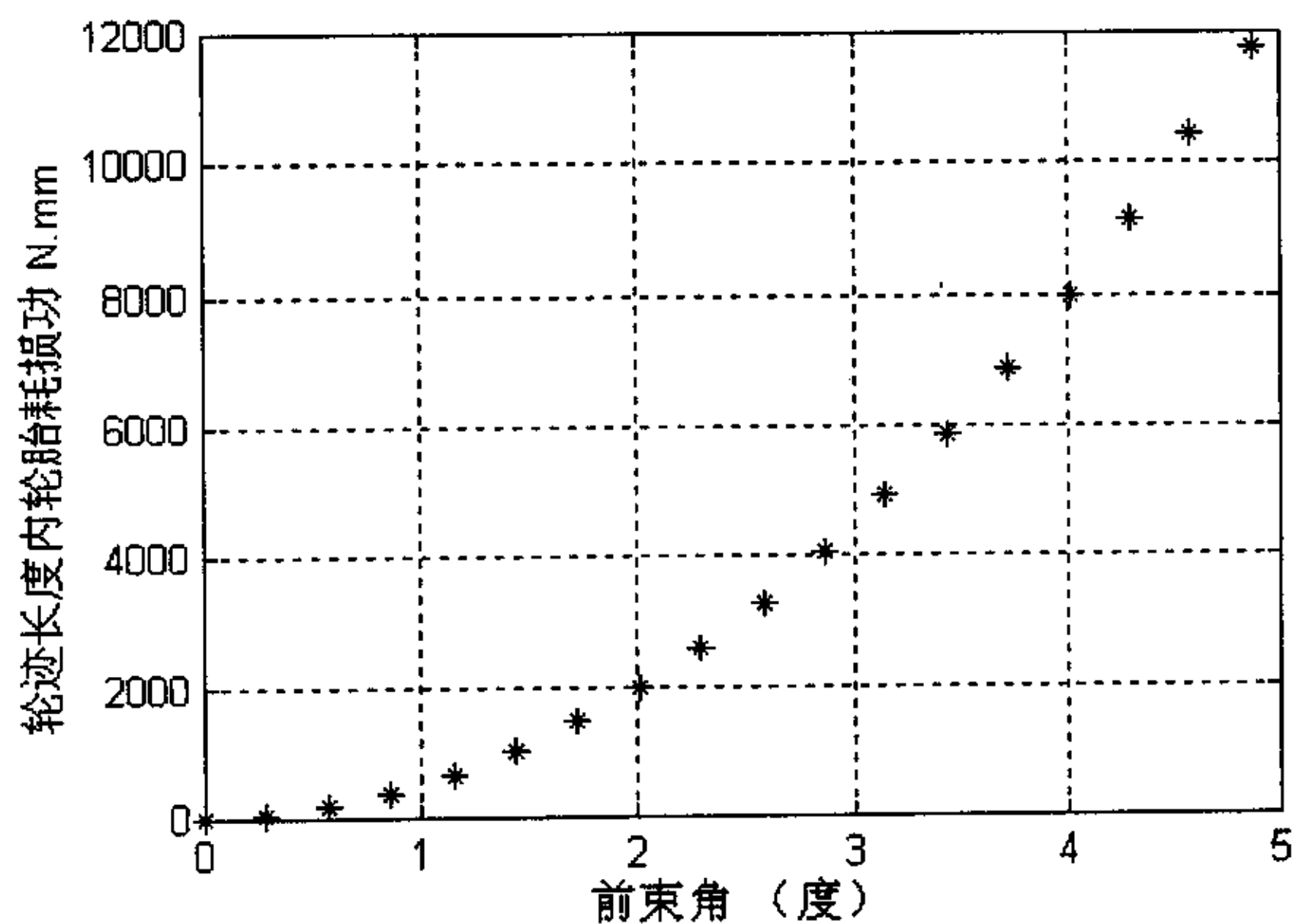


图 5.6 前束角对侧偏磨损的影响

B、稳态侧偏纵滑工况时

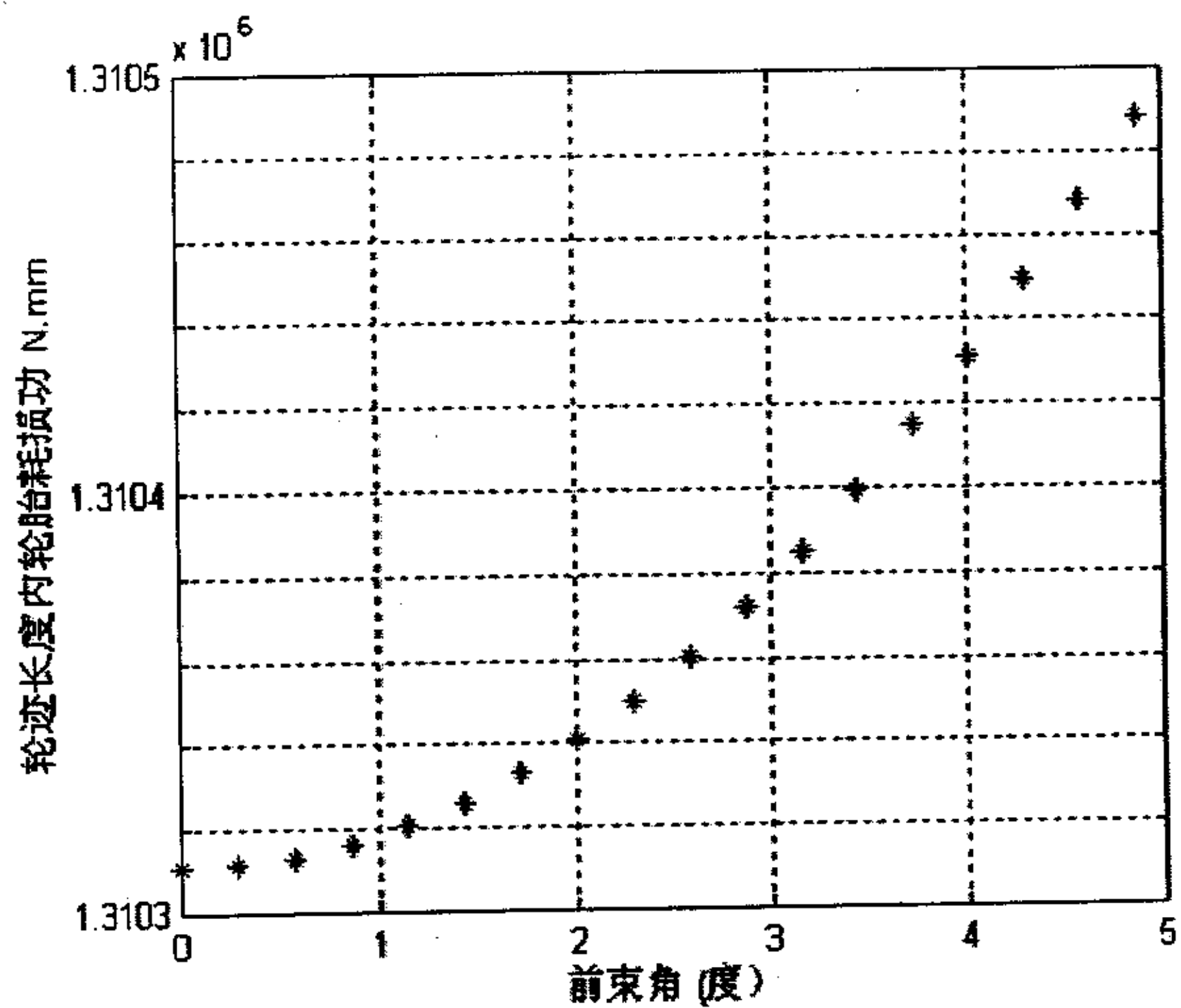


图 5.7 前束角对轮胎磨损的影响

仿真结果分析:

实验曲线^[22]

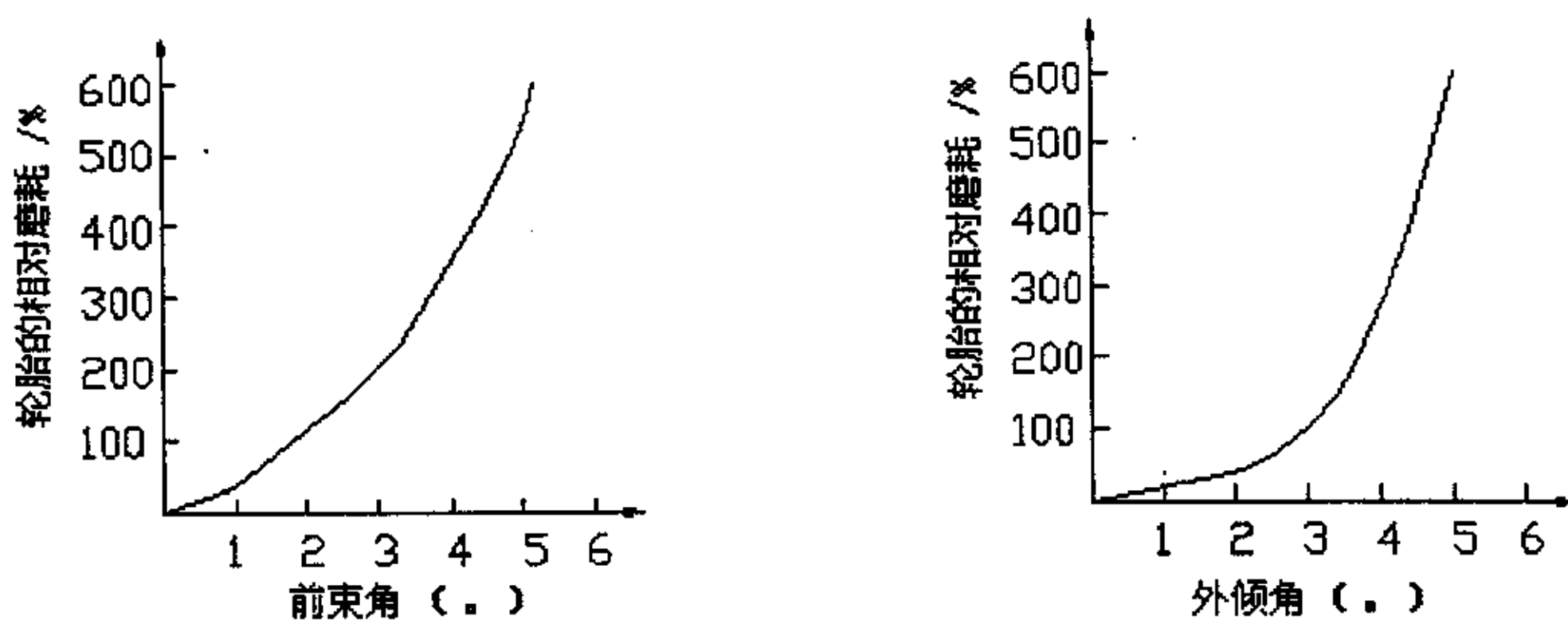


图 5.8 实验曲线

- (1) 同实际的实验曲线图 5.8 相比较, 仿真模型曲线与之有相同的变化趋势。
- (2) 从图 5.3 与 5.4, 图 5.6 与 5.7 比较中可看出侧偏磨损的耗损功远小于整个纵滑侧偏时的耗损功, 说明在车辆行驶过程中, 轮胎纵向滑移磨损的耗损功是轮胎磨损的主要部分, 侧向滑移磨损所占比例较小。
- (3) 从图 5.3 与 5.6, 图 5.4 与 5.7 中的比较可看出, 定位参数中轮胎外倾角对轮胎磨损耗损功小于前束角所引起的轮胎耗损, 说明轮胎定位参数中前束对轮胎的磨损影响较大。

5.4 车轮前束值和外倾角的匹配对轮胎磨损的影响

数学几何分析:

如图 5.9 所示, 当轮胎与地面接触点为 O, 沿 O—Y 方向滚动时, 若它只具有轮胎外倾角 γ , 且在滚动时没有改变 (前束角 Q_0 为零), 根据几何学原理可知, 轮胎在 x—o—y 地面上的轮迹线是一个以 P 点为圆心, R_0 为半径的圆周线, 即图 5.9 中的 O—T 线, 其中

$$R_0 = \frac{r_0}{\sin \alpha_0} \quad (5.16)$$

式中 r_0 —轮胎的滚动半径

当轮胎位于初始点 O 时, 只具有前束角 Q_0 (轮胎外倾角为零), 当沿 O-Y 方向滚动时, 在地面上的轮迹线为一条从初始点 O 点开始, 与 O—Y 线成 Q_0 角的一条直线。

如图 5.10^[23]中 PB 所示。

将上述两种趋势置入 X—O—P 平面坐标系中, P 为轮胎触地滚动起始点, P—H 为直线行进方向, 如图 5.10 所示。当轮胎向前滚动一段距离 S 后, 可以得到两种不同的偏移量:

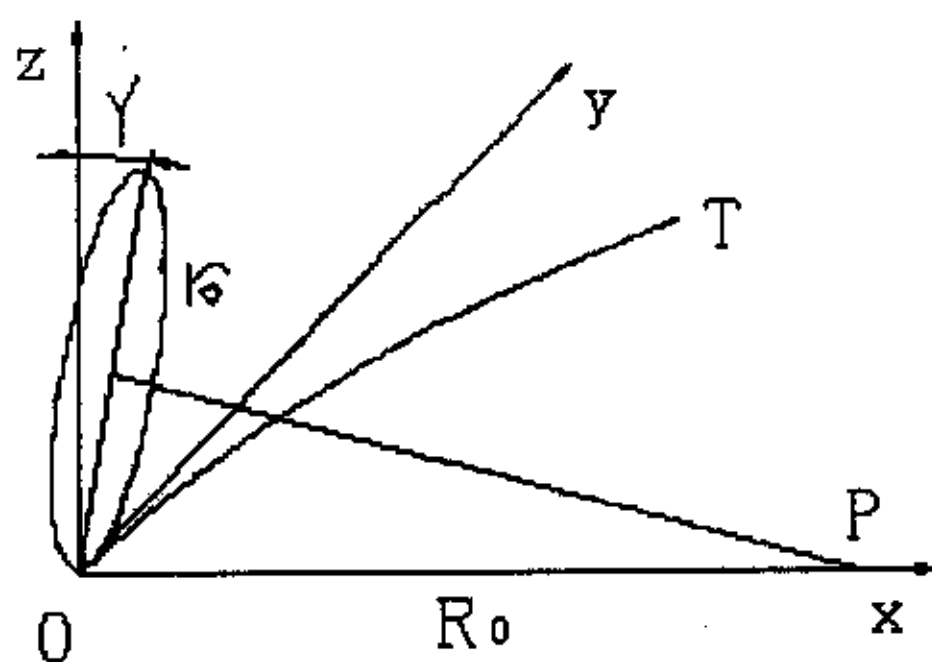


图 5.9 车轮外倾运动图

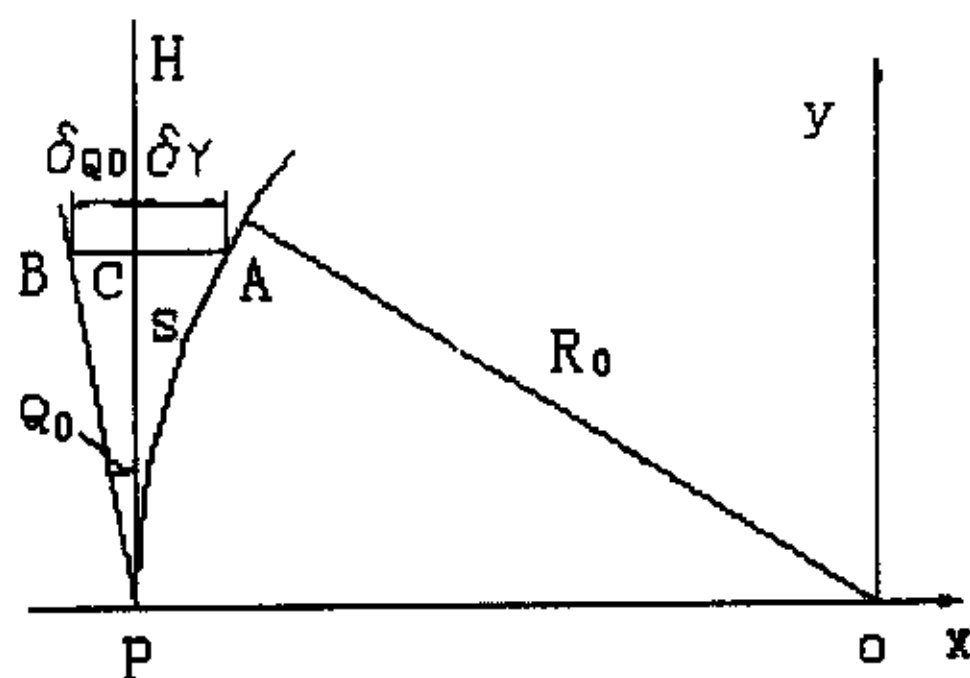


图 5.10 车轮外倾前束时的运动

(1) 当轮胎只有外倾角 γ 、前束角为零时, 轮胎迹线为 P—A 线, 与标准直线行驶方向 P—H 间的横向偏移量:

$$\delta_{\gamma} = \overline{AC} = R_0 - \sqrt{R_0^2 - S^2} \quad (5.17)$$

(2) 当轮胎只有前束角 Q_0 、且外倾角为零时, 轮胎迹线为 P—A 线, 与标准直线行驶方向 P—H 间的横向偏移量:

$$\delta_{Q_0} = \overline{BC} = S \times \tan Q_0 \quad (5.18)$$

上述偏移量即为右轮当车辆直行时在以上两种特殊情况下的单轮侧滑量。

由此即可得出, 当右轮存在轮胎外倾角时 γ , 与其相对应的轮胎前束值 Q_0 , 即 γ 与 Q_0 要相适应, 轮胎在车辆直行过程中, 就会一边向前滚动一边在地面上相对于直行方

向做横向拖滑—侧滑，造成轮胎异常磨损。

力学分析：

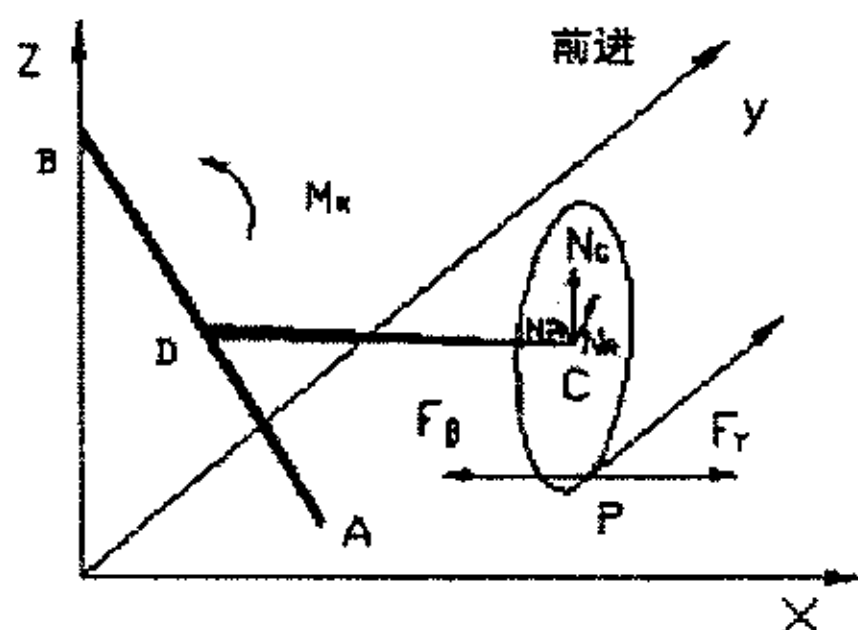


图5.11右轮及转向节受力分析

当车辆沿 O—Y 方向直行时，右轮及转向节受力分析如图 5.11 所示。图中 N_c 为轮胎受车辆自重而产生的对转向节 A—B—C 的支撑反力，P 点为轮胎的着地点。

通过上述几何分析可知，当车辆直行且右轮只具有正外倾角 γ ($Q_0=0$) 时，轮胎有向外滚开的趋势，也即说明地面在 P 点给予轮胎一个横向向外的

作用力 F_a ；同样，当轮胎只具有正的前束角 Q_0 ($\gamma=0$) 时轮胎有向内滚近的趋势，此时地面给予轮胎一个横向的向内的力 F_Q ；当轮胎同时具有正外倾角 γ 和前束角 Q_0 时，地面给予轮胎的两个力 F_γ 和 F_Q 作用在一条直线上，与车行方向垂直且两力方向相反。

由此可得出结论如下：

a. 当 γ 与 Q_0 相当时，因 F_γ 与 F_Q 大小相等、方向相反而相互抵消，故轮胎表现为正常的滚动，与地面的侧滑量为零。

b. 当 γ 与 Q_0 不相当时，因 F_γ 与 F_Q 无法相互抵消，甚至起叠加作用，出现轮胎的异常磨损，车辆的转向性能差、偏驶等。

由上述分析可知，车轮外倾角和前束角之间存在着一定的匹配关系，二者如果不协调将造成轮胎的异常磨损。下面是其对侧偏角及磨损的影响计算。

在计算时，假设一段行驶距离（取一个轮迹 $2a$ ），分析计算出由于车轮外倾角和前束角不匹配时，各自对车轮侧偏角的影响，从而进一步计算出对轮胎的磨损的影响。

当前束角 Q_0 和外倾角 γ 车轮半径 r_0 一定时，设轮胎前向行驶距离 $S=2a$ （一个轮胎印迹），由前束和引起的偏驶距离计算为：

外倾偏驶距离：

$$\delta_{a0} = \overline{AC} = R_0 - \sqrt{R_0^2 - S^2} \quad (5.19)$$

前束偏驶距离：

$$\delta_{Q0} = \overline{BC} = S \times \tan Q_0 \quad (5.20)$$

设二者的差值为 F_m

$$F_m = \delta_\gamma - \delta_{Q0} \quad (5.21)$$

(1) 如果 $F_m < 0$, 则说明前束角 Q_0 过大, 将引起额外的侧偏角 $\Delta\alpha_c$, 其确定方法如下:

$$Q_0 = \arctg \frac{f_m}{s}$$

$$\text{则额外侧偏角 } \Delta\alpha_c = Q_0 \quad (5.22)$$

(2) 如果 $F_m > 0$, 则说明外倾角 γ 过大, 将引起额外的侧偏角 $\Delta\alpha_c$, 其确定方法如下:

$$\text{令 } F_m = R_0 - \sqrt{R_0^2 - S^2} \quad (5.23)$$

$$\sqrt{R_0^2 - S^2} = (R_0 - F_m) \quad (5.24)$$

$$\text{则 } R_0 = \frac{F_m^2 + S^2}{2F_m} \quad (5.25)$$

$$\text{即 } R_0 = \frac{r_0}{\sin \gamma}$$

代入得

$$\gamma = \sin^{-1} \frac{2F_m \cdot r_0}{F_m^2 + S^2} \quad (5.26)$$

则附加侧偏角为

$$\Delta\alpha_c = \frac{s}{6 \cdot r_0} \gamma \quad (5.27)$$

由此结合前述的侧偏角对轮胎磨损的影响计算出二者匹配对轮胎磨损量的影响。

5.5 轮胎前束角和外倾角的优化匹配

由于轮胎前束角和外倾角之间存在着一定的匹配对应关系, 其数值匹配的好坏直接影响轮胎的磨损和车辆的正常行驶, 所以研究二者之间的优化匹配, 找出最佳的匹配值, 对于减少轮胎的磨损和提高车辆的行驶性能都有重要的意义。下面从轮胎的磨损和偏驶的角度提出轮胎前束角和外倾角的优化计算。

(1) 设计变量

X_1 — 车轮前束值

X_2 — 车轮外倾角

(2) 约束条件

$$X_{i_{\min}} < X_i < X_{i_{\max}}$$

取: $1 < X_1 < 3$

$$0 < X_2 < 1$$

(3) 目标函数：优化以追求在一个轮迹内由轮胎前束角和外倾引起的侧向滑移最小。

$$F(X_1, X_2) = \min \sum_{S=0}^{2a} \left[\frac{S \cdot X_1}{\sqrt{(2r_0)^2 - X_1^2}} - \frac{r_0}{\sin X_2} + \sqrt{\left(\frac{r_0}{\sin X_2} \right)^2 - S^2} \right]^2 \quad (5.28)$$

S—前进位移量，取一个轮胎印迹长 2a。

r_0 —轮胎滚动半径

因此对上述轮胎 6.40—13 斜交轮胎的前束角和外倾角进行优化匹配计算，得到二者的最佳匹配关系如表 5.2 所示：

表 5.2 前束角和外倾角优化匹配结果

外倾角 (°)	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.5	0.7	0.8	0.9	1.0
前束角 (°)	0	0.063	0.127	0.190	0.254	0.317	0.380	0.444	0.507	0.570	0.634

5.6 主销后倾角和主销内倾角

主销后倾角和主销内倾角对于轮胎的磨损不起主要作用尤其是在车辆直线行驶时。但是他们对于操纵稳定性的影响却是很大的。

(1) 销内倾角及回扫半径

前轮绕内倾的主销转动时，车架随着实际转向角而升起，而操舵力作为势能被储藏起来。当撒开方向盘恢复直线行驶时，被储存的势能使方向盘自动回正，这种恢复直线行驶的作用对直线行驶是有利的。

回扫半径（主销偏心距）同来自路面的力一起产生绕主销的力矩。回扫半径大，除了操舵力增大以外，还有制动时的跑偏和对前轮振动等反应敏感等缺点。但这取决于保证胎面的正常工作的条件、结构布置上的限制及轮辋偏置等条件。

(2) 主销后倾角

主销后倾角的作用是当前轮从直线位置偏移时，由于作用在车轮上的行驶阻力和侧向力的作用，产生了绕主销的回正力矩，从而保证直线行驶。下图中显示了主销后倾的效果。随着主销后倾角的增大，操舵力也增大，这是由于：前轮的主销后倾拖距增大，绕主销的力矩增大，因而与此对抗的力也增大(如图 5.13)。

此外当加大主销后倾角时，在容易发生摆振(如方向盘的振动)的机构中往往会加剧

这种现象，主销后倾角必须在弄清上述特征的基础上来确定。

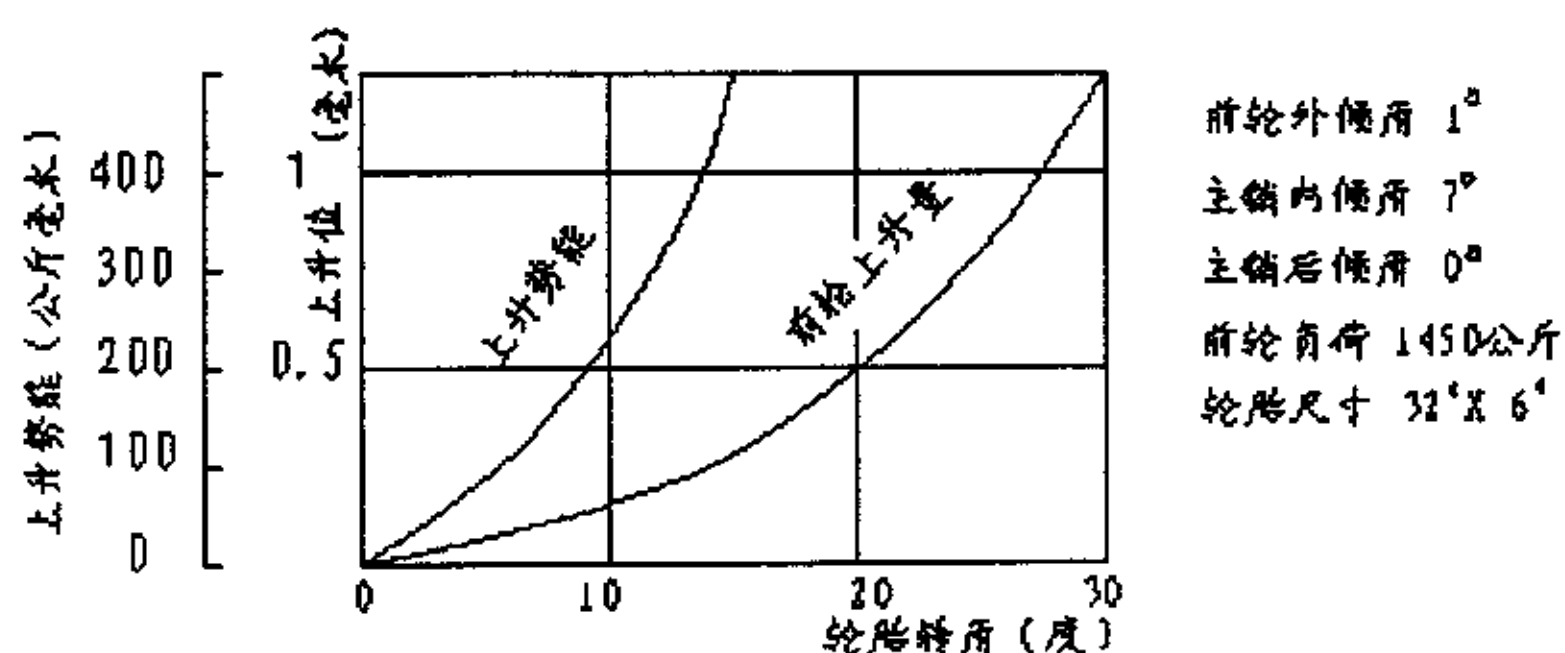


图 5.12 转向时前轮的升起及其势能

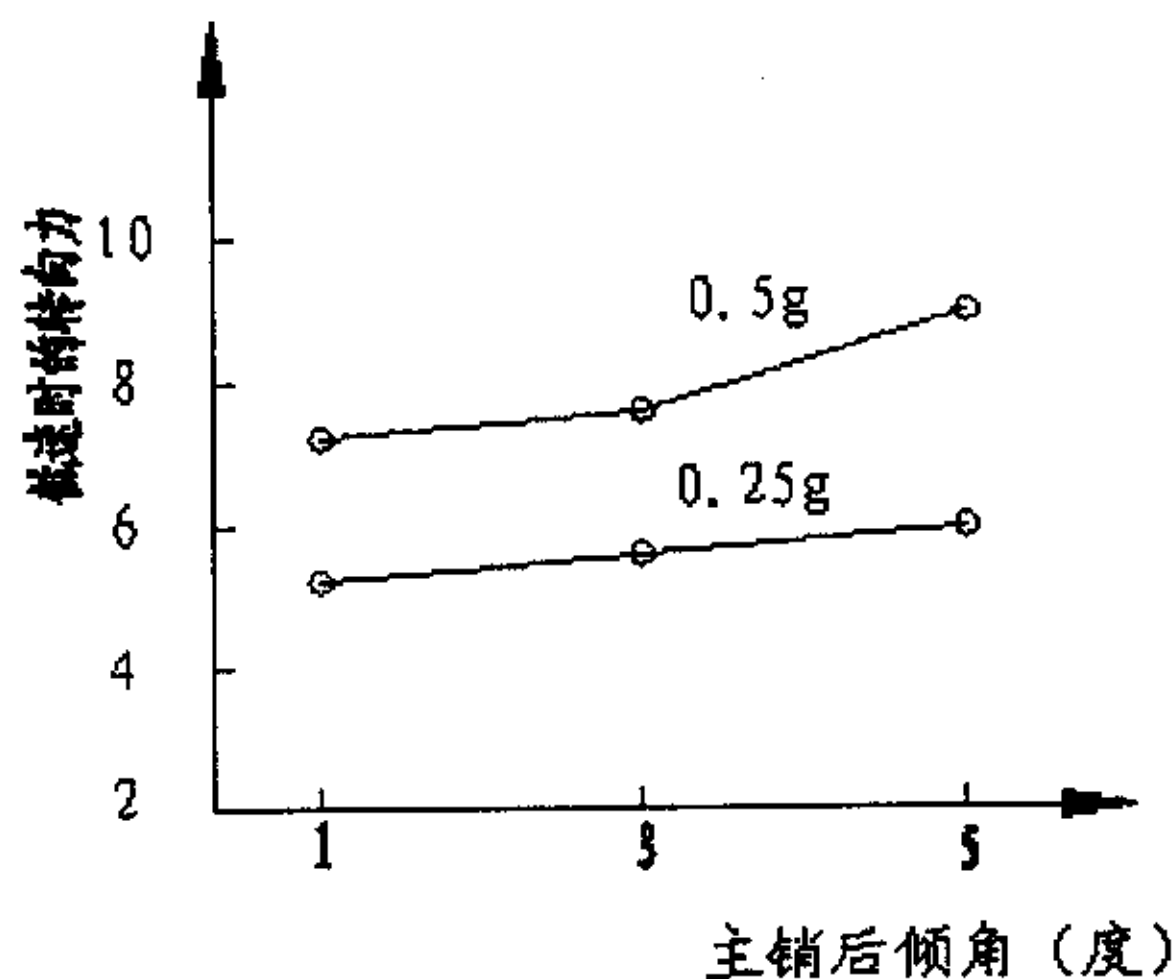


图 5.13 对操舵力的影响

因此主销后倾角和主销内倾角对轮胎磨损的影响远小于车轮前束和外倾角的影响。

5.7 本章小结

本章主要分析轮胎磨损模型，找出了影响侧偏角和轮胎磨损的主要影响因素，同时从受力和运动分析上找出了轮胎定位参数同侧偏角之间的关系，将轮胎定位参数转变为相应的附加侧偏角，建立起轮胎定位参数同轮胎磨损之间的关系，进行了仿真计算。

(1) 轮胎磨损于侧偏角的关系确定

轮胎摩擦耗损功 W 的计算与垂直载荷的分布 $q_z(u)$ 、起滑点 u_c 、有关，而这些量的计算都与侧偏角 α 有关。

$$\text{在稳态侧偏刷子模型中 } \operatorname{tg} \alpha = \frac{2a^2 k_y}{u_y \cdot F_z} \cdot \frac{u_c}{\eta(u_c)}$$

在稳态纵滑侧偏刷子模型中
$$\frac{\eta(u_c)}{u_c} = \frac{1}{\omega R \cdot u F_z} \sqrt{C_{\alpha}^2 (v \cos \alpha - \omega R)^2 + C_{\gamma}^2 (v \sin \alpha)^2}$$

(2) 车轮前束角和外倾角对轮胎磨损的影响

通过轮胎磨损的仿真计算,得出定位参数中轮胎外倾角对轮胎磨损耗损功小于前束角所引起的轮胎耗损,说明轮胎定位参数中前束对轮胎的磨损影响较大。侧偏磨损的耗损功远小于整个纵滑侧偏时的耗损功,说明在车辆行驶过程中,轮胎纵向滑移磨损的耗损功是轮胎磨损的主要部分,侧向滑移磨损所占比例较小。

(3) 车轮外倾角和前束角匹配对轮胎磨损的影响

轮胎前束角和外倾角之间存在着一定的匹配对应关系,其数值匹配的好坏直接影响轮胎的磨损和车辆的正常行驶,本章研究了两者之间的优化匹配,找出了最佳的匹配值。

(4) 主销后倾角和主销内倾角

主销后倾角和主销内倾角对轮胎的磨损不起主要作用,尤其是在车辆直线行驶时,但是它们对于操纵稳定性的影响却是很大的。本章简要分析了其对操纵稳定性的影响。

由于轮胎磨损问题的复杂性,为便于研究本章只是选取了有限的几个影响因素和工况进行分析和仿真,因而造成了仿真结果有一定的偏差,这需要在后续的工作中改进。

第6章 论文工作总结和展望

6.1 论文主要工作

1) 独立悬架的设计方法分析

对独立悬架的主要部件（减振器、弹性元件、导向机构、横向稳定杆）的设计计算方法进行了详细介绍，编制了设计分析软件，并且进行了实验验证。

2) 双横臂独立悬架的优化设计

主要通过对独立悬架运动学的分析和设计参数的优化来探讨如何减少轮胎的磨损。主要的优化设计包括：结构参数和安装参数的优化设计，转向横拉杆断开点位置的优化。

3) 采用正交实验法

分析悬架设计要素对悬架性能影响的大小，确定出最优设计条件，验证了2)中优化设计的结果。

4) 探求轮胎的磨损机理

选定合理的轮胎磨损评价指标，从较成熟的轮胎数学模型出发，分析轮胎在侧偏和纵滑时的受力以及变形情况，从而推导出其摩擦耗损功，建立其磨损的数学模型。

5) 轮胎磨损模型的建立

主要包括稳态侧偏下的轮胎磨损模型；轮胎纵滑时轮胎的磨损模型；侧偏纵滑下的轮胎磨损模型；边界条件（起滑点 $u_c = 0$ ）下的轮胎磨损模型。

6) 分析了前轮定位参数同轮胎磨损的关系

从建立的轮胎磨损模型分析入手，建立了轮胎磨损同轮胎侧偏角的关系，然后通过分析前轮定位参数同轮胎侧偏角的关系，建立了前轮定位参数对轮胎磨损影响的关系。并且进行了仿真计算分析。

6.2 论文的主要结论

1) 双横臂独立悬架的优化设计

(1) 结构参数和安装参数的优化设计

对上、下横臂长度进行优化时使轮胎的侧滑量有所减小, 会减小对轮胎的磨损, 但是同时优化却使轮胎的定位参数前束值有较大的增大; 对上、下横臂安装角进行优化时, 虽然定位参数的变化不大, 但对于轮胎的侧滑量并没有太大的改善。而只有当同时考虑这两个方面进行优化计算, 才能获得较好的优化效果。

(2) 对于初始位置的优化

在双横臂独立悬架结构参数确定的情况下, 通过优化初始平衡状态参数可大大减少车轮的侧滑量, 从而减小轮胎的磨损, 同时也使得车轮外倾角有较大减小, 但是却使车轮的前束有所增加。

(3) 对于转向横拉杆断开点的优化

优化后虽然对轮胎外倾角的变化并无太大的影响, 但是却使前束值大大减小, 这对于提高操纵稳定性和减少轮胎的磨损很有益处。

2) 轮胎磨损模型的建立

(1) 稳态侧偏下的轮胎磨损模型

根据稳态侧偏刷子模型来分析计算在轮胎发生侧偏时的轮胎磨损量。胎沿 X 方向有了 δu 的位移, 轮胎在侧向 Y 方向有了 $\delta y_i(u_i)$ 的变形量, 则在整个滑移区内侧向所做的摩擦功为:

$$W_y = \sum_{u_c}^2 q_z(u_i) \cdot u_y \cdot y'_i(u_i) \delta u = a^2 \int_{u_c}^2 q_z(u) \cdot u_y \cdot y'_i(u) du$$

(2) 轮胎纵滑时轮胎的磨损模型

在滑移区 $(u_c, 2)$ 内 u_i 处纵向力 $F_x(u_i) = q_z(u_i) \cdot u_x$, 经过一段短暂的时间间隔, 轮胎沿 X 方向有了 δu 的位移, 在纵向 X 方向有了 $\Delta X_i(u_i)$ 的变形量, 纵滑磨损模型为:

$$W_x = \sum_{u_c}^2 q_z(u_i) \cdot u_x \cdot \Delta x(u_i)$$

(3) 侧偏纵滑下的轮胎磨损模型

在这里综合考虑了轮胎在实际运动时既侧偏又纵滑的工况, 将此时的工况分解为纵滑和侧偏时的情况分别进行求解, 最后再进行矢量的合成。在滑移区内总的摩擦功为

$$W = W_x + W_y$$

3) 前轮定位参数与轮胎磨损的关系

(1) 对轮胎磨损的仿真计算得出侧偏磨损的耗损功远小于整个纵滑侧偏时的耗损功, 说明在车辆行驶过程中, 轮胎纵向滑移磨损的耗损功是轮胎磨损的主要部分, 侧向

滑移磨损所占比例较小。定位参数轮胎外倾角对轮胎磨损耗损功的影响小于前束角所引起的轮胎耗损,说明轮胎定位参数中前束对轮胎的磨损影响较大。

(2) 轮胎前束角和外倾角之间存在着一定的匹配对应关系,其数值匹配的好坏直接影响轮胎的磨损和车辆的正常行驶。

6.3 工作的创新点

(1) 以轮胎磨损量最小为目标,对双横臂独立悬架进行了结构参数和初始状态参数的优化,提出通过优化初始状态位置来减小对轮胎磨损的影响。

(2) 引入了正交实验法,在双横臂独立悬架众多的设计影响因素中,找出了对悬架设计影响最大的结构和安装参数,以及其相互之间协调关系对悬架设计的影响,并且找出了影响程度的大小顺序。从而使悬架的优化设计更加有的放矢。

(3) 从轮胎的数学模型出发,考虑轮胎的弹性,分析轮胎的变形特性和受力,从而推导出轮胎侧偏时的磨损模型、纵滑时的磨损模型、轮胎纵滑侧偏时的磨损模型。

(4) 以轮胎侧偏角为中间变量建立了轮胎定位参数(前束角和外倾角)同轮胎磨损之间的数学关系,建立了两者之间的数学关系。

6.4 进一步工作展望

(1) 悬架参数的优化设计需要考虑其对轮胎磨损的影响、对平顺性和操纵稳定性的影响以及同转向机构的运动干涉等。本文只是注重对轮胎磨损影响的研究,希望今后能在其他的方面进行一些研究,从而使得悬架参数的优化设计更加科学、更加完善。

(2) 对于轮胎磨损,因其影响因素的复杂多样性,使得在研究中对其影响因素和结构上作了大量的简化假设,因而造成了轮胎磨损模型的不准确性,希望在今后的研究中能逐步引入更多影响因素,以完善对轮胎磨损模型的描述。

(3) 对于轮胎定位参数同轮胎磨损之间的关系,本文是通过轮胎侧偏角建立的,希望今后能从其他的因素入手,建立更加完善、贴近实际的联系。

致 谢

本文的研究及完成过程得到了导师何 仁教授的悉心指导。何 仁教授对本文的选题、研究方法、论文的审阅、修改都提出了有益的建议和指导，其严谨、求实的作风让我受益非浅。此外，商高高副教授对于本文程序的编写和调试也给予了具体的指导；南京依维柯汽车有限公司还给我提供了实地学习和做实验的机会和条件。

没有上述老师的指导、建议和同学的帮助，本文不可能顺利的完成，在这里一并向他们表示衷心的感谢，祝愿他们身体健康，在自己的工作和学习中取得更好的成绩！

参 考 文 献

1. 余志生. 汽车理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 1991 年, 第二版.
2. 李中华, 张洪欣, 陈鹤琴, 郭禧光. 双横臂扭杆独立悬架设计[J]. 同济大学学报, 1997(8): 487-491.
3. 长春汽车研究所. 汽车设计手册(整车·底盘卷)[M]. 长春: 汽车研究所, 1998 年.
4. 南京依维柯汽车有限公司. 依维柯汽车横向稳定杆计算书, 1987 年.
5. 南京依维柯汽车有限公司. 依维柯汽车前悬扭杆计算书, 1987 年.
6. 董学锋. 双横臂独立悬架参数计算. 天津汽车[J], 1989(2): 21-29.
7. 张洪欣. 汽车设计[M]. 长春: 吉林工业出版社, 1997 年, 第二版.
8. 刘唯信, 孟嗣宗. 机械最优化设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 1986 年, 第一版.
9. 林明芳, 张宝生. 汽车优化设计[M]. 长春: 吉林科技出版社, 1991 年, 第一版.
10. 冯雪梅. 调节扭杆悬架预扭角控制汽车纵向角振动[J]. 武汉汽车工业大学学报, 1999, 21(3): 38-40.
11. 初亮, 彭彦宏, 鲁和安, 代淑云. 双横臂独立悬架转向梯形断开点位置的优化及分析[J]. 汽车工程, 1998, 20(3): 176-182.
12. 郭惠乐, 邱疏强. 汽车拖拉机实验学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981 年, 第一版.
13. 方开泰. 实用回归分析[M]. 北京: 科学出版社, 1988 年, 第一版.
14. 庄继德. 汽车轮胎学[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1996 年, 第一版.
15. 庄继德. 现代汽车轮胎技术[M]. 北京理工大学出版社, 2001 年, 第一版.
16. 黄兆麟译. 轮胎偏磨的定量评价方法[J]. 天津汽车, 1991(2): 58-61.
17. 郭孔辉. 汽车操纵动力学[M]. 长春: 吉林科学技术出版社, 1991 年, 第一版.
18. 刘青, 郭孔辉, 陈秉聪. 轮胎刷子模型分析 I 稳态侧偏刷子模型[J]. 农业机械学报, 2000, 31(1): 19-22.
19. 刘青, 郭孔辉. 轮胎刷子模型分析 II 稳态纵滑与纵滑侧偏刷子模型[J]. 农业机械学报, 2000, 31(2): 4-8.
20. 郭孔辉, 刘青. 稳态条件下用于车辆动力学分析的轮胎模型[J]. 汽车工程, 1998, 20(3): 129-134.

21. [德]M.米奇克著, 陈阴三译. 汽车动力学 C 卷[M]. 北京: 人民交通出版社, 1997 年,第一版.
22. 安相璧, 李树珉, 马效. 车轮定位与轮胎磨损关系分析[J]. 汽车研究与开发, 2001(2): 30-32.
23. 王竹源. 独立悬挂式汽车前轮定位研究与故障排除方法[J]. 汽车技术, 1996(9): 36-46.
24. [日]松原清著, 李明石, 庄志译, 黄文治校. 摩擦学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1987 年, 第一版.
25. 曹立波, 孙彦玮, 樊慎铭, 邱荣. 大客车前轮磨损机理及改进措施研究[J]. 湖南大学学报, 1998, 25(6): 37-42.
26. 耿红静. 关于轮胎磨损的探讨[J]. 重型汽车, 2000(6): 17-19.
27. 周子俊, 刘旭升. 轮胎磨损机理和数学模式的研究[J]. 东北林业大学学报, 1992, 20(2): 23-26.
28. 李槟. 双横臂独立悬架的简易计算方法[J]. 国外汽车, 1992(3): 35-40.
29. 高卫民, 方健, 万晓嘉. 四杆式双横臂悬架的运动分析[J]. 同济大学学报, 1997, 25(4): 445-449.
30. 王野平. 论轮胎与路面间的摩擦[J]. 汽车技术, 1999(2): 10-14.
31. 孙逢春, 李德圣, 李小雷. 轮胎侧偏力学的新发展[J]. 汽车工程, 1995, 17(2) 65-73.
32. 陈雯. 现代汽车前轮定位角的新变化[J]. 汽车与配件, 1998(36): 14.
33. 陈雯. 前轮定位对轮胎磨耗的影响分析及对策[J]. 济南交通高等专科学校学报, 1997, 5(1): 23-25.
34. 钟汉洪. 现代汽车前轮定位的变化趋势[J]. 公路运输, 2002(3): 1-2.
35. 冯宗. 论轮胎磨损与前轮定位[J]. 翻胎工业, 第 20 卷, 2000, 14-16.
36. 程云章, 程洪春. 重视前轮定位节约汽车轮胎[J]. 汽车维护与修理, 1997(4): 36-38.
37. 裘熙定, 李杰敏, 高义民, 童莉. 汽车悬架和轮胎参数的最佳匹配的研究[J]. 吉林工业大学学报, 1991(1): 45-47.
38. D.M.A.Lee, D.M.Pascoe, W.H.ElMaraghy. An analysis of the multi-link independent suspension system. Jor Vehicle Design, 1993, 14(3).
39. Le Maitre, Olivier, Sussner, Manfred, Azrak, Cesar. Evaluation of tire wear performance, SAE Special Publications v 1338 Feb 1997 SAE p 43-48.

40. McNorton, Tom, Wheeler, Fred. Camber and toe effect on SBFA heavy truck steering axle tire wear. Sae Technical Paper Series Nov 16-19 1992, 1992 Publiby SAE p 63-68.
41. Fujikawa, T. Uchiyama, Yamaguchi, I.. Tire model to predict treadwear. Tire Science and Technology , 1999, 27(2) 106-125 .
42. Weiskopf, Hans. Independent Suspension-a new way forward in mobile crane design. Technische Mitteilungen Krupp , 1989(1): 29-39 .
43. Hu, Ning, Zheng, Dongli. Kinematic analysis of dual wishbone independent suspension. Automotive Engineering, 1998, 20(6): 362-366 .

在读研期间参加科研工作及发表学术论文情况

一、参加指导教师负责的科研项目

1、南京汽车集团公司产品设计所委托项目

汽车系统总成设计分析系统，2002 年 11 月 30 日通过江苏省科技厅组织的技术成果鉴定。

2、南京轻型汽车股份公司委托项目

轻型汽车前独立悬架设计分析系统，2002 年 7 月通过南京轻型汽车股份公司组织的项目验收。

二、发表的学术论文

- 1、郭伟，何仁. 基于减少轮胎磨损的悬架初始定位参数的优化，江苏大学学报，2002（5）：49-53