

摘 要

本文研究讨论了汽车手动变速器的同步换档性能。文章首先对锁环式同步器的换档过程以及换档操作过程中存在的问题进行了研究，定义并且运用经典的摩擦学、力学以及热力学理论讨论了八个主要的操作阶段。对文献中描述同步性能的各个基本现象的模型进行了甄别完善和创新，且将这些模型联系起来，整合到仿真软件中。将测试数据与仿真结果进行了对比分析，突出了同步器动态特性的重要性。

然后，对换档过程中的双相冲击现象以及粘滞滑行现象进行了着重研究。双相冲击是出现在同步换档后期的最大的轴向峰值力，是影响换档感觉的主要现象，并逐一确定了该现象的影响因素。而粘滞滑行现象主要发生在两个区域：结合套花键上和同步摩擦锥面上。对粘滞滑行在这两个区域的影响分别进行了讨论，认为其是内部激振的主要组成部分，对同步阶段结束的时刻具有决定性影响。

文章还进一步提出了在实际应用中提高同步性能的优化设计建议，其中包括对同步环锥面沟槽数量，花键齿斜面角以及其他方面的设计。最后还创新性地提出了一种基于轻盈换档的优化的同步器设计思想，并给出了优化设计的结构。为同步器性能的优化打下了坚实的基础。

关键词：同步器，数值仿真，粘滞滑行，双相冲击，优化设计

ABSTRACT

This paper deals with the synchromesh behaviour of the manual car gearbox. Firstly, the gear-changing process, as well as problems of behaviour using the Borg-Warner type synchroniser is studied and eight main operating phases are defined. The phases are described using classical tribological, mechanics, and thermodynamics theories. Mathematical models of phenomena which can be used for description of the behaviour are collected or innovative presented. And all this models are interconnected to describe synchronizer behaviour and included in a numerical simulation software. Measured data on synchronizer test rig are compared with the results of simulation software. The importance of the dynamical behaviour of the synchronizer is highlighted by simulations.

Then, double bump phenomenon and stick-slip phenomenon during gear changing is emphatic studied. Double bump, key phenomenon for the feel of gear changing is assumed to be the maximum axial operating force coming from short successive phases at the end of the gear-changing process. And more works are done to define its effects factors one by one. Stick-slip is supposed to be present in two contact zones: sleeve splines and the synchronizer cone. The effects in both zones are discussed. Stick-slip is seemed as a main component of the internal excitation, and the moment of the end of the indexing phase is determined by it.

Further , improvements of practical use is premitted to suggest according to discussion of the results, which including the number of grooves, the angle of claws and some others. And more, an innotive idea and relative optimizing structure for synchronizer is presented to make the gear-changing flexible. Solid foundation is built for optimizing synchronizer performance.

Keywords: Synchronizer, Numerical simulation, Stick-slip, Double bump, Optimal design

1 绪 论

1.1 课题背景及意义

1.1.1 背景介绍

2010 年,全世界汽车产量为 7800 万辆,而我国汽车工业也正经历着飞速的发展,汽车的保有量不断上升,人们对汽车的认识和性能要求不断提高。且绝大多数汽车都装有内燃机引擎。

内燃机引擎固然有很多优点,但仍然要注意到引擎的能量只有在固定的几个转速下才能够被利用。所以汽车传动中通常使用变速箱来适应引擎的转速。我们都知道,变速器在汽车中起着不可替代的重要作用,变速器是汽车传动系的重要组成部分,对汽车的影响又包括很多方面,其中对汽车动力性、经济性、操纵的可靠性与轻便性、传动的平稳性及其效率等都有着直接的影响。变速器有两种:手动和自动变速器。对于手动变速汽车,司机选择档位挂档,或者由机器挂档。而对于自动变速箱,根据汽车的行驶特性自动换档,没有司机的介入。

在美国和加拿大,由于油价相对便宜,且通常行驶路况较为平坦,汽车采用大功率以及转速范围有限的引擎。液压扭矩变换器和行星齿轮传动的自动变速箱被广泛使用。而在其他国家,手动变速则更为大家青睐。它们由安装在平行轴上的斜齿轮组成。手动变速箱更轻、更便宜且能保持更高的效率(两对啮合齿轮的效率大约为 98%)。它们很适合应用在中小型汽车上,发动机有更为宽泛的转速范围。

而近几年,在欧洲,新一代的 CVT 变速箱被引入到市场中,结构比传统变速器简单,体积更小,既没有手动变速器的众多齿轮副,也没有自动变速器复杂的行星齿轮组,它主要靠主、从动轮和传动带来实现速比在理论上的无极变化。主、从动轮的夹紧力实现电子化控制,传动带用金属带代替传统的橡胶带,其克服了 CVT 系统原有的缺陷,使得传动带性能以及传递功率和扭矩得到一定程度的提高。但是这需要将液力变矩器集成到 CVT 系统中,在 CVT 中采用节能泵等新技术,对电子控制系统的要求较高,且高压泵等先进的辅助驱动设备使得 CVT 的驱动和操纵性能低于手动变速箱,市场占有率也还远不如手动或自动变速箱。近期的仿真表明,DSG 7 速自动变速箱的动力学性能甚至要优于 CVT,且能够极为充分的利用发动机的扭矩容量,缩减能量的消耗量。

总而言之,驾驶手自一体变速器具有很多优点。尽管如此,我们必须确保换档时各档位同步器不超负荷,且同步时间的长短、换档的冲击力大小,也即换挡的平顺性,直接体现了变速器的性能好与坏。到目前为止,同步器的设计只针对手动

操作，驾驶员预判并处理各种换档问题。而机器换档则只根据设定好的程序进行。根据不同的条件进行换档是很重要的，而要实现这些，必须详细地讨论和预知同步器的换档操作特性。

1.1.2 课题研究意义

变速器换档经历了从最原始的两脚离合换档，到简单的结合套换档，再到现在广泛应用的同步器换档。同步器是汽车机械变速器中的一个重要的关键部件，它与汽车的换档操纵性能和换档品质密切相关。同步器形式种类繁多，结构比较复杂，是机械变速器设计中的重要问题。

且在国际市场中，变速箱的制造竞争异常激烈。显然，对同步换档现象掌握的越好，越能开发生产出更具竞争力的同步器产品。除此之外，对同步器换档操作进行建模，作为对同步器研究的工具，可以大大减小开发一个新产品或对旧方案进行改进所需要的实验测试的次数。降低开发的成本，缩短开发的周期。最后，对这些知识的掌握应用可以提升产品的市场竞争力和市场适应性。

在锁环式同步器中，存在一个关键的零件：同步环。其通常是由青铜制成，但经常出现问题，这是影响变速器成本的重要元素。而如果在同步环内摩擦锥面涂上一层钼，操作和换档的舒适性会得到优化。但钼较为昂贵，钼层的制造也不便宜，且对表面钼层在摩擦阶段的良好性能没有确切的掌握。所以，为了有利的消除青铜环的问题和制造阶段昂贵的费用，尤其当同步环不能承受力的作用而降低同步器的寿命（青铜同步环迅速磨损）的时候。使用新的材料，例如烧结环，有助于提高其耐磨性且降低成本。

同步器是由好几个零件组成的，这些零件在操作时以复杂的方式相互作用。对其换档特性的研究需要将不同的现象整合进模型中，这些现象包括各种摩擦、润滑和热传递的状态，以及发生在非常短的时间内发生的各种各样的力学和热学的变形。另外，每一个操作阶段还必须考虑零件的几何尺寸误差的影响以及它们之间的相对位置。到目前为止，除了有部分模型讨论了一些易于理解的现象，比如锥面的摩擦等。还没有出现讨论同步器整个换档操作的模型。

因此，对相关文献提到的基本模型进行甄别完善，提出新的模型以建立整个换档操作的模型。且对将很多的物理现象包含在一起的换档过程的研究是非常有意义的。尽管研究较为困难，其中牵涉到很多领域的知识，比如摩擦学、一般力学和热力学等。但如能对同步器换档性能进行全面的仿真分析，在一定程度上解释或解决同步器换档过程中出现的爆裂声、磨损、不同步和换档后期较大的峰值力等各种问题，并形成对同步器研究的有利工具，则定能为新生代产品的开发设计展开广泛而又深入地讨论。

1.2 研究现状分析

同步器自 1928 年由克莱斯勒公司应用到手动同步变速箱以来,其操作原理已经广泛应用于各大汽车。在 60 年代后期,人们利用简单的经验公式,讨论同步运动以及轴向锁止功能。在 80 年代早期,同步器相关锥面不同材料对其性能的影响被深入研究^[1-4]。并且随着传递功率的不断增加,同步器取得了新的发展,比如双锥和多锥同步器的出现,但同样只使用简单的力学理论^[5-8]。而对同步器换档特性的研究大多集中在圆锥表面间的摩擦接触以及其实实验验证上。近几年,则倾向于运用系统概念,更多的转到对同步器换档操作的一般研究上。使用 Matlab、Simulink 以及 Adams 等经典仿真软件提出仿真模型^[9-11],对同步器总体的力学特性进行仿真和实验验证,但其水平只停留在对换档过程的总体性的描述上。

相关文献可大致分为以下四类:

① 利用简单的力学理论,主要结合实验特性来对新型同步器进行讨论。这些文献着重于同步器结构及其优点的描述^[12-14]。还有如美国 EATON 公司提出的自动增力式同步器,杠杆式同步器的开发^[15]等等。同步的结果通常是减小换档时所需要的换档力或者换档时间。

② 对角速度同步的讨论。通过引进流体力学以及摩擦学的计算方法,探讨摩擦锥体表面间不同衬料以及同步环锥面沟槽对角速度同步的影响,对同步环钢基喷钼性能^[16]和沟槽的尺寸设计^[17-18]有了一定的认识。

③ 以变速器中的换档机构、已同步部分和未同步部分的动力特性的实验研究结果为对比,利用仿真软件模型对换档同步性能进行讨论。使用各种模型研究并且利用不同的工作阶段划分换档过程。对测试数据和仿真结果的比较突出了锥角、锥角误差、锥面摩擦系数、花键端部斜面角度、锥面数目^[18]、和花键齿数^[9]等参数对同步性能的影响。对手动换档机构的动力学研究表明,利用钢丝绳^[9-10]和棒条体^[8,19,20]连接换档杆和变速箱对换档力有一定影响。甚至还研究了齿侧间隙^[21-22]对变速器的扭转动力学的影响。

④ 从驾驶员的角度出发,进行换档感觉以及换档方法^[22]的研究。通过对传动系进行简单的动力学分析,解释诸如噪声以及换档失效等换档问题。认为这些问题是由于传动系的扭转振动、扭转冲击或者是换档时作用在同步器结合套上力的变化^[20]引起的。但获取这些因素的客观量度值是较为困难的^[23]。所有的这些文献使我们了解到换档问题的多样性并且从驾驶员的角度定义了理想换档情况下的换档特性。它们尝试尽可能的把驾驶员的换档感知和换档特性数据链接起来^[1-4]。比如,引入与同步阶段载荷迭加相一致的时间同步积分法^[9,23]。

随着传递功率的增加以及对操作载荷控制的要求不断提高,同步器性能也随之提高,而这必然随之产生新的必需要解决的技术问题。尽管其在技术原理方面

被广泛而又长久的了解使用，但对同步器的具体操作换档现象或是换档问题并没有深入了解，例如，同步环卡滞在啮合齿轮锥面上的现象，Derrien 认为在换档后期当同步环受到拨转力时，同步环和啮合齿轮分开，但是没有为此作出解释^[24]。Murata 等在他的模型中简单的包括了这个相同的现象^[25]。Murata 和 Derrien 一样，都没有对此作出解释，只是认为锥面角与卡滞现象密切相关，且认为卡滞现象是很有可能发生的。而大多数时候在换档测试中出现在同步阶段以后的较大的峰值力，认为其很可能是换档冲击噪声的原因，但其峰值不确定，是个随机现象，很难仿真。还有同步环花键斜面的磨损等现象以及文献^[9,19,25,26]中提到啮合齿轮的不同步现象等等，对其产生机理同样没有进行深入的研究。

对换档现象理解掌握不够将很难实现同步器性能的优化。在国内很多企业对于同步器的研究还处于引进、消化和设计开发的初级阶段，并未形成有自主知识产权的同步器产品。而在国际市场中，变速箱的制造竞争却异常激烈。

显然，为开发生产出更具有竞争力的同步器，有必要加深对同步换档现象的认知，且对同步器换档操作进行详细而又准确的建模，形成对同步器研究的有利工具，为新生代产品的开发设计展开讨论。

1.3 论文研究目的

本文针对同步器换档存在的问题，将对各种换档现象进行详细而又深入的掌握，对相关文献提到的基本模型进行甄别和完善，且提出新的模型以整合成一个完整而又详细的总体的同步器换档操作模型。对同步器特性进行数值仿真，并将仿真结果与测试数据进行对比分析，在一定程度上解释或解决同步器换档过程中出现的爆裂声、磨损、不同步和换档后期较大的峰值力等各种问题。形成对同步器研究的有利工具，为新生代产品的开发设计展开讨论，进行同步器的优化设计，增强同步器的性能，增强同步器产品的市场竞争力，以获得更好的经济效益。

1.4 论文创新点

本文的创新性在于：

- 引入了对换档过程中物理现象的讨论，比如说对同步环的卡死和变形以及同步器零部件相对滑动过程中的粘滞滑行现象。
- 为描述整个的同步换档操作，对各个基本的模型进行了整合。并开发成软件，为新生代的同步器产品的开发设计提供了一个有利的工具。
- 提出了同步器优化设计的建议和方案。

1.5 同步器工作原理及换档过程

1.5.1 锁环式同步器

① 锁环式同步器结构

如图 1.1 所示, 锁环式同步器的结构特点是同步器的摩擦元件位于啮合齿轮 1 或 8 和同步环 (锁环) 2 或 7 的锥形斜面上。作为锁止元件是做在锁环 2 或 7 的锁止齿和做在结合套 4 上的花键齿, 且端部均为斜面, 称为锁止面。弹性元件是位于同步轮毂 3 两侧的压簧圈 6。压簧圈将置于同步轮毂上中部呈凸起状的滑块 5 压向结合套。在不换挡的中间位置, 滑块凸起部分嵌入结合套中部的内环槽中, 使同步器用来换挡的零件保持在中间空档位置上。滑块两端伸入锁环缺口内, 而缺口的尺寸要比滑块宽一个锁止齿。各零件的具体结构如下:

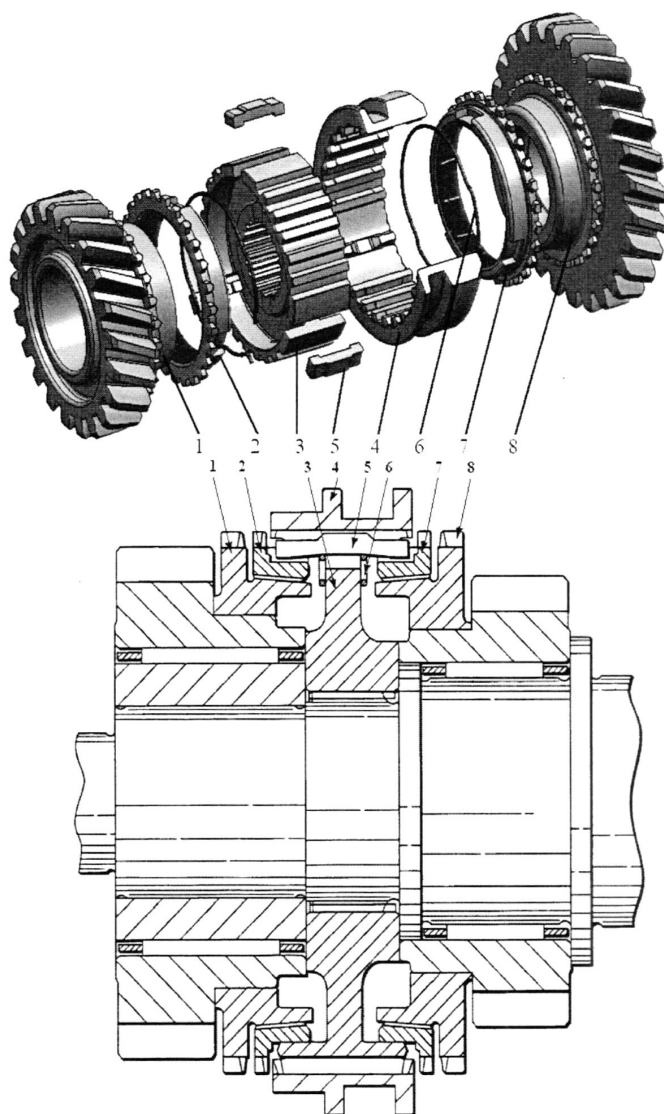


图 1.1b 锁止式同步器

1、8—啮合齿轮 2、7—同步环 3—同步轮毂 4—结合套 5—滑块 6—压簧

Fig.1.1b Borg-Warner type synchronizer

1、8—Wheel 2、7—Synchro ring 3—Synchro hub 4—Sleeve 5—Key 6—Radial spring

1) 啮合齿轮 1: 它包括自由转动的大体积的齿轮和啮合锥面, 锥角与同步环相等, 为 α , 但可能有角度上的细微误差 (称为配合的锥角误差)。锥面直径较大, 后端加工有与同步环锁止齿几何特性相似的花键齿 (啮合齿), 但是比锁止齿更长, 因为这些啮合齿需要传递稳态下的功率, 需要具有更好的力学特性。

2) 同步环 2 (如图 1.2 所示): 它是一个锥环, 其内锥表面的锥角为 α 。在这个锥面上, 加工有破坏油膜且能迅速排出润滑油液的沟槽。这些沟槽可以是径向的, 也可以是周向的 (1.2 图右边所示为周向沟槽)。在外表面, 通常有与滑块数量相等的均布的缺口, 其可以容纳和推动锁止滑块, 除了这三个缺口部分, 还加工有短的花键齿 (称为锁止齿), 锁止齿斜面间的夹角为 2β (也称锁止角为 β)。当零件达到同步转速后, 这些斜面允许结合套滑入时带有微小的转动。

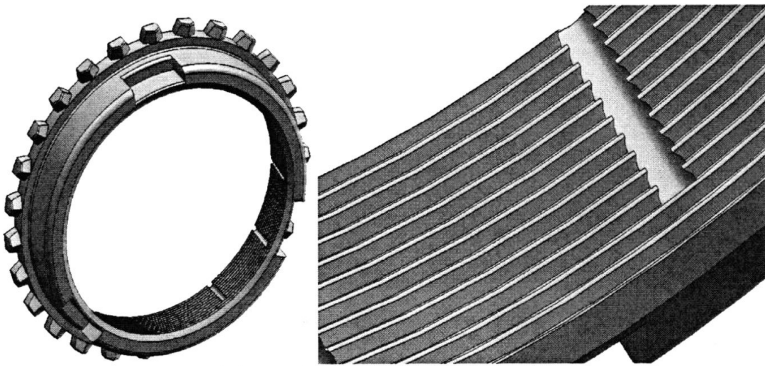


图 1.2 同步环和内锥面沟槽图

Fig.1.2 Diagram of t synchronous ring and grooves on inner conical surface

3) 同步轮毂 3: 通过内径上的花键与轴连接, 外径上也加工有花键, 与结合套连接。同时在同步轮毂的外侧, 均匀一致的分布着装载中心锁止定位机构的缺口 (中等功率的齿轮箱通常为三个, 相互间隔 120°)。

4) 结合套 4: 它是一个管环状的部件, 滑动在控制拨叉和同步轮毂之间。内圈加工有与同步轮毂连接的花键。而在结合套外圈, 加工有周向的大沟槽, 其用于放置换挡拨叉, 整个的换挡机构通过轴向操作换挡拨叉, 然后作用在结合套上。

5) 中心锁止定位机构: 它的目的在于, 在限制的轴向力的范围下, 保持空档时结合套处于两个齿轮之间的同步轮毂的中间位置上。通常有三对, 相互呈 120° 均匀布置 (在大的同步器中, 可能会有呈 90° 间隔均布的四对锁止定位机构)。为了达到结合套与同步轮毂暂时性的连接, 设置了一个锁止障碍, 其由弹簧保持的滑块组成。根据滑块的形状, 滑块和同步轮毂可能是点或线的接触方式。它使用螺旋弹簧或者两根径向压簧。径向压簧易于制造, 但很可能会由于弯曲应力损坏失效。螺旋弹簧易于设置预紧力, 但是其长度和几何位置不总是便于控制, 各种中心定位锁止机构如图 1.3 所示。本文研究的锁止机构, 包括径向压簧 (如图

1.4 所示, 红圈部分所示弯折加工能够有效防止弯曲应力损坏失效) 和滑块 (图 1.3 左上角所示). 它的作用是保持结合套在空档位置, 当轴向力没有达到给定值时, 阻止结合套与同步轮毂的轴向的相对滑动。

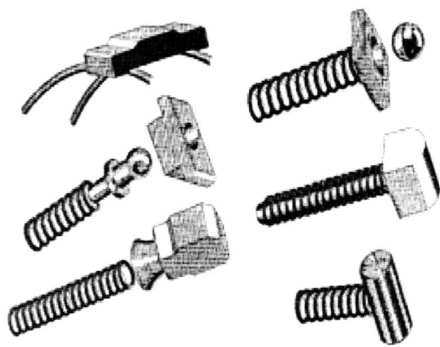


图 1.3 不同类型的锁止机构图
Fig.1.3 Different types of centering mechanism

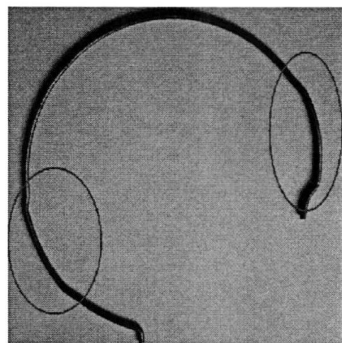


图 1.4 径向压簧
Fig.1.4 Radial spring

6) 拨叉: 其放置在与输入轴或输出轴轴向平行的长的换档杆上, 在变速箱内轴向导引移动。来自变速箱连接系统的轴向力由换档杆传递到换档拨叉, 换档杆上有三个分离的轴向凹槽, 其保持锁止机构。换档拨叉相对比较柔韧灵便, 且在拨叉末端和结合套的沟槽之间有轴向间隙。

② 锁环式同步器工作原理

换档时, 沿轴向作用在结合套上的换档力, 推结合套并带动滑块和同步环移动, 直至同步环锥面与啮合齿轮锥面接触为止。之后, 因作用在锥面上的法向力与两锥面之间存在角速度差 $\Delta\omega$, 致使在锥面上作用有摩擦力矩, 它使同步环相对结合套和滑块转过一个角度, 并由滑块予以定位。接下来, 结合套的齿端与同步环齿端的锁止面接触, 使结合套的移动受阻, 同步器处于锁止状态。

然后换档力将锁环继续压靠在锥面上, 并使摩擦力矩增大, 与此同时在锁止面处作用有与之方向相反的拨环力矩。啮合齿轮与同步环的角速度逐渐接近, 在角速度相等的瞬间, 同步过程结束。

之后, 摩擦力矩随之消失, 而拨环力矩使同步环回位, 两锁止面分开, 同步器解除锁止状态, 结合套上的花键齿在换档力的作用下通过同步环去拨转啮合齿轮的啮合齿, 最后与啮合齿轮啮合。

具体的换档过程参照下节。

1.5.2 换档过程及相关问题

研究同步器特性需要对换档过程有详细的了解。同步器零件相对位置以及同步角速度和轴向力的变化等特征点的不同, 使得各个连续阶段很难区分。同步过程划分阶段的数目, 取决于研究的范围和模型形式。本文讨论从换档杆处于空档

位置到结合套与啮合齿啮合完毕的换档过程，并将其分为八个工作阶段，如图 1.5 所示。

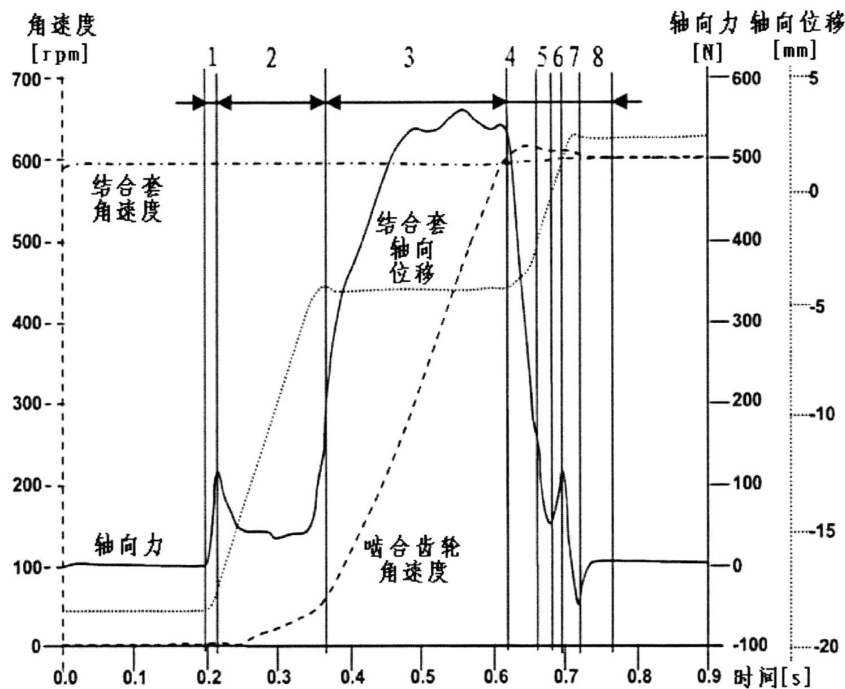


图 1.5 换档过程的各个阶段
Fig.1.5 Definition of working phases during the gear-changing process

为了图解说明换档过程零部件的位置情况，文章只画出同步器结合套，同步环以及啮合齿轮的花键齿，如图 1.6 所示。左图给出了结合套的内部视图，而实际情况下，结合套花键齿应倒置过来与其他零部件花键齿啮合。

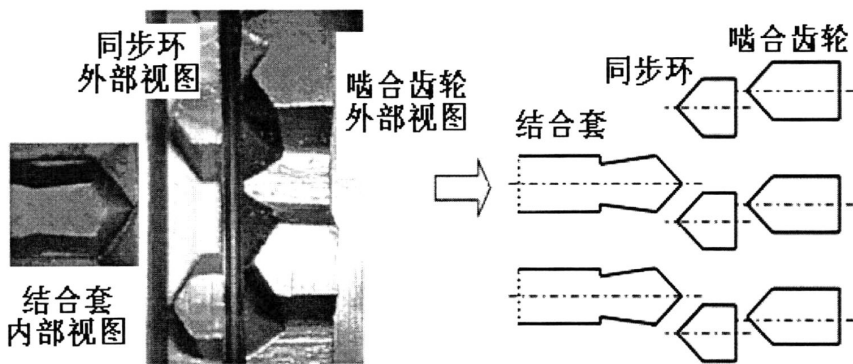


图 1.6 各主要零件的花键齿的表示
Fig.1.6 Presentation of the main parts of splines

① 第一个自由移动阶段

自由移动阶段表示结合套向前做轴向移动时几乎没有受到阻力（如图 1.7 所

示), 在这个阶段, 结合套取代锁止机构推动同步环向啮合齿轮锥面移动。结合套轴向速度比较大, 而需要的轴向力比较小。

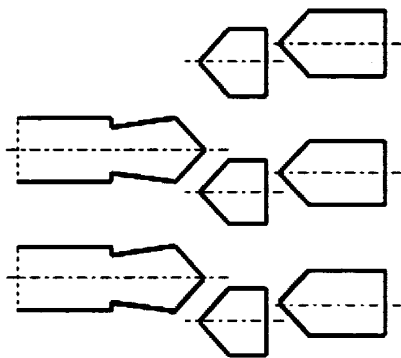


图 1.7a 自由滑动起始时
Fig.1.7a Beginning of free flight

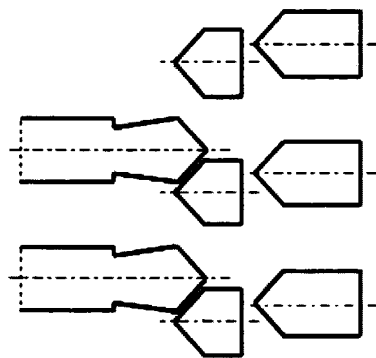


图 1.7b 自由滑动结束时
Fig.1.7b End of free flight

② 同步起始阶段

在这一阶段, 要求控制同步器结合套, 使其具有一个不变的轴向速度 (如图 1.8 所示)。

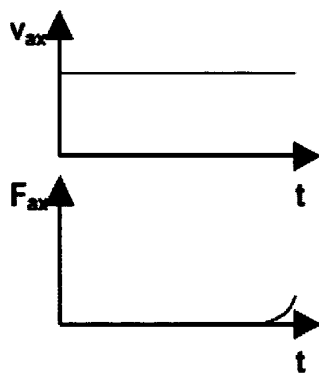


图 1.8 轴向速度和轴向力的控制法则
Fig.1.32 Laws of axial velocity and axial force

作用到结合套的轴向推力增加, 结合套向前运动消除操作间隙 (如图 1.9 所示)。作用力从结合套传递到锁止滑块, 然后再到同步环端面。弹簧确保滑块的平衡。当传递的力增加到一定程度时, 锁止定位机构失去平衡, 滑块被径向压下到同步轮毂槽中, 结合套向前滑动, 然后结合套花键与同步环花键相接触。轴向力直接从结合套传递到同步环, 当同步环靠近啮合齿轮锥面时, 不断挤压两锥面之间的封闭油液。随着两锥面法向距离的减小, 油膜压力不断增加。这就需要轴向力飞速增加以达到换档要求。为了破坏流体动力油膜, 减小轴向力的增加, 在同步环内锥面加工有油槽。该油槽能够破坏油膜并且移除液压油。使得施加的轴向

力相对减小。结合套花键端斜面与同步环锁止齿斜面接触。

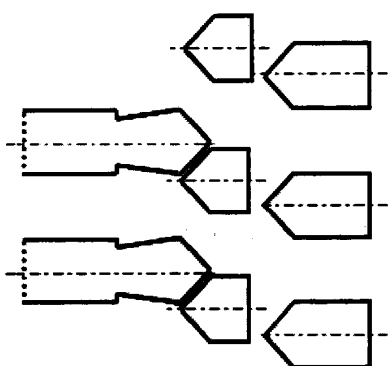


图 1.9a 同步起始阶段初始位置

Fig.1.9a Beginning of the start of synchronization

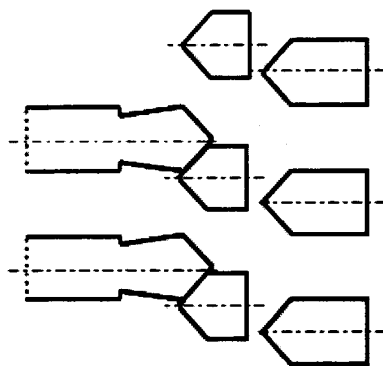


图 1.9b 同步起始阶段结束位置

Fig.1.9b End of the start of synchronization

这一阶段大约持续 0.05s，随着操作的距离以及结合套的速度而改变。

③ 同步阶段

结合套的轴向移动停止，轴向速度为零。轴向力增加然后保持在较高水平不变（如图 1.10 和图 1.11 所示）。当大多数油液被排出后，由于角速度的变化和轴向力的影响，在锥面发生混合摩擦。混合摩擦减小结合套与啮合齿轮的机械动力学能量，且使得这两者之间的角速度差逐渐减小至零。与此同时，结合套花键端斜面与同步环锁止齿斜面形成锁止，同步环的受力平衡如图 1.12 所示。

当角速度差存在时，作用在花键斜面的轴向和切向力的平衡使得同步过程连续而不间断。这个阶段持续的时间大约是整個换档时间的一半。

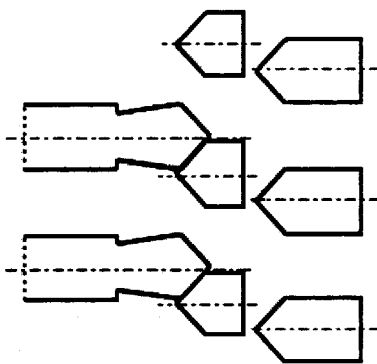


图 1.10a 同步开始时刻

Fig.1.10a Beginning of the synchronization

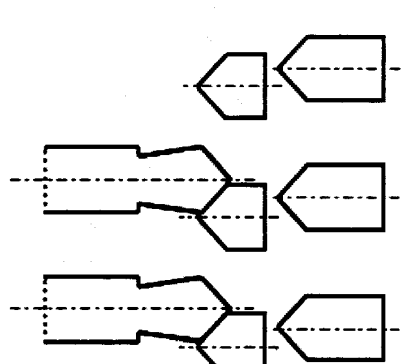


图 1.10b 同步结束时刻

Fig.1.10b End of the synchronization

当选择锁止角的时候，必须考虑变速箱换档功率损失的影响。在升档的过程中，这个影响应该要与摩擦力矩 M_f 总括起来，而降档时应该减去。附加的动能转化为热量，这些热量被同步环和啮合齿轮吸收。使得接触的锥面间的温度上升，

而这影响了留在锥面间的油液的粘性。热量的吸收导致同步环的膨胀，所以平均直径增加^[17]。考虑到啮合齿轮相对较大的热容，忽略啮合齿轮的温升。同时，同步环的刚度很小，以至于在轴向力的作用下发生变形，以补偿纠正锥面间较小的锥角误差^[28]。

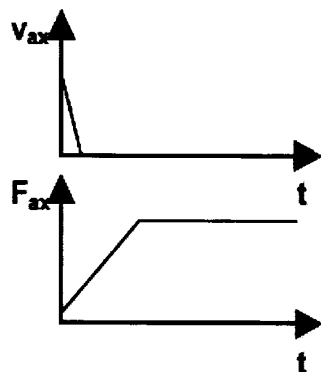


图 1.11 轴向速度和轴向力的控制法则
Fig.1.11 Laws of axial velocity and axial force

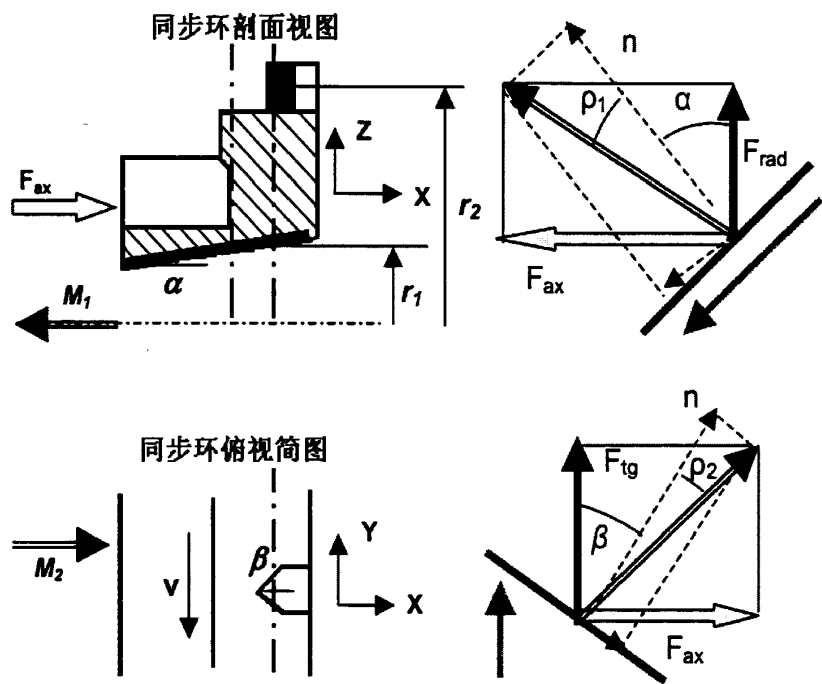


图 1.12 同步环的平衡图
Fig.1.12 Definition of the balance of synchronizer ring

当啮合齿轮和同步环的角速度相等时，这个阶段结束。在同步阶段，控制命令对作用在结合套上的轴向力和轴向速度作出变化，如图 1.11 所示。

由于同步阶段开始时，轴向力和力矩发生变化，在结合套与同步轮毂的花键上有一个短暂的粘滞滑行现象，产生一个小的轴向力的振动。由于同步过程中，

锥面间的滑动速度持续变化，而轴向力的控制也出现变化，也会出现粘滞滑行^[29]。在啮合齿轮的同步过程中，粘滞滑行振动的幅值与滑动速度成比例。这些振动与同步角速度的变化叠加起来，如图 1.13 所示。对已同步部分形成激振。

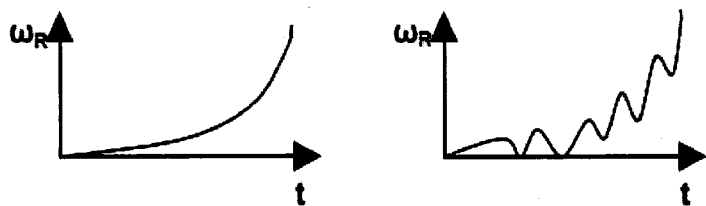


图 1.13a 原始的轴向速度
Fig.1.13a Original axial velocity

图 1.13b 受干扰的轴向速度
Fig.1.13b Disturbed axial velocity

已同步部分具有一个或多个扭转自由度。在这种激振下，会产生动态响应，表现为扭转振动，在啮合齿轮的锥表面上可以看见。净转矩可以传递到同步环上，因为同步环与结合套通过锁止齿连接到一起，该影响会以结合套轴向振动的形式呈现出来。由于施加在结合套上的轴向力也受到影响，我们必须将上面提到的两个力组合起来：以确定摩擦和最后的扭转系统的响应（如图 1.14 所示）。

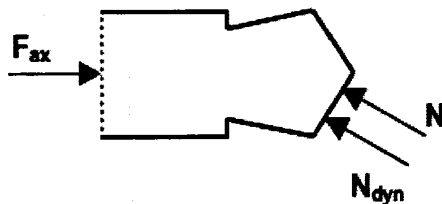


图 1.14 轴向力的组成部分
Fig.1.14 Components of the axial force

从换挡手柄到结合套，力的作用方式可以看成两个自由度的纵向振动模型（如图 1.15 所示）^[19,30]。结合套的振动可以被换挡杆吸收或放大，这取决于系统的弹性和阻尼。

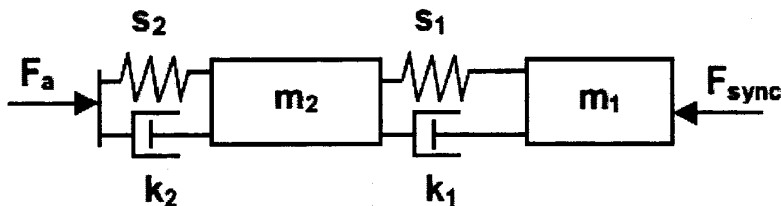


图 1.15 换挡机构的动力学模型
Fig.1.15 Dynamic model of the change mechanism

在锁止齿上（锁止时），扭转振动会带来不利的影响。事实上，在达到同步前，

在锁止齿接触斜面上会对结合套产生反作用力，形成锁止。假如阻力开始变化，会破坏锁止的平衡。所以，结合套能够相对同步环轴向扰动（如图 1.16 所示）。假如这个过程太快，在达到同步前，结合套能越出锁止。在这种情况下，换档将会产生爆裂声（或者脆裂的声音），引起大的轴向力的峰值和锁止齿的强烈的磨损。

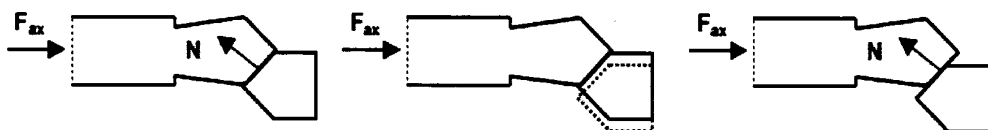


图 1.16 结合套的扰动过程
Fig.1.16 Progress of the sleeve during disturbances

这个阶段持续的时间大约为 0.4s。换档的时间取决于同步惯量、初始的角速度差以及轴向力的大小。

④ 同步环拨转阶段

结合套转动同步环继续向前移动时称为同步环的拨转阶段（如图 1.17 所示）。当达到同步角速度时，这一阶段开始。但是这个平衡立刻被打破，因为同步环的转动，一定会导致转速的变化。研究文献^[8,19,25,26]谈到了啮合齿轮的不同步现象。它由传动链的扭转振动，或者力矩损失引起^[8,25]。

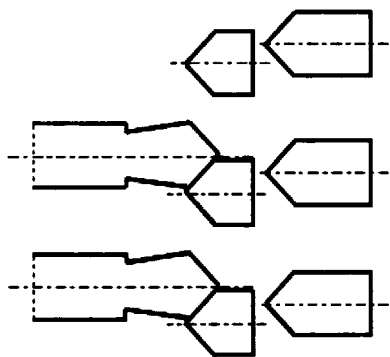


图 1.17a 拨转起始时
Fig.1.17a Beginning of turning

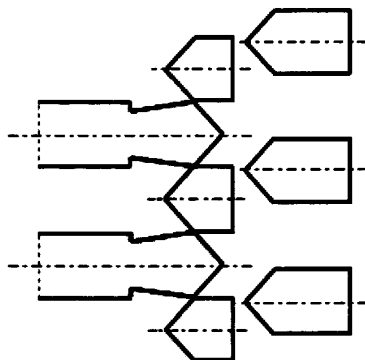


图 1.17b 拨转结束时
Fig.1.17b End of turning

在拨动同步环阶段开始时，施加的轴向力根据同步控制法则减小。轴向力的减小以及锥面间的角速度差的消失，导致锥面的摩擦发热停止。而同步环和啮合齿轮的热容量是不一样的（啮合齿轮的热容量要大的多），同步环上的热量会快速的传递到啮合齿轮上。然后，同步环卡在啮合齿轮锥面上（在膨胀变形后的位置上）^[17]，且残余压力较大。因此，对同步环的拨转将连同啮合齿轮一起，转而影响整个的未同步部分的惯量。Derrien 认为当同步环受到拨转力时，同步环和啮合

齿轮分开^[24],但是没有为此作出解释。Murata 等在他的模型中简单的包括了这个相同的现象^[8]。Murata et al.和 Derrien 一样,都没有对此作出解释,只是认为锥面角与卡死现象密切相关,且认为卡死现象是很有可能发生的。事实上,在同步阶段^[31]的录像中,可以看见同步环与啮合齿轮的分离现象,以及角速度差(大约为 20-40rpm),这支持了先前的解释。

解除锁止后,结合套继续以不变的角加速度轴向移动,以尽快的达到所期望的轴向速度。这里提到的角加速度来自结合套的平衡等式:

$$F_{ax} \cdot r_2 \cdot \frac{1 - f_2 \cdot \tan \beta}{f_2 + \tan \beta} + M_{loss} = \theta_R \cdot \varepsilon_R \quad (1.1)$$

图 1.18 表示同步环拨转阶段力的平衡。轴向力 F_{ax} 推动结合套使得其花键齿端斜面压在同步环锁止齿斜面上。斜面法向阻力 N 有两个分力,与轴向力垂直的分力:切向力 F_{tg} 拨转同步环和啮合齿轮,使得同步环和啮合齿轮具有切向加速度 ε_R 。而这个角加速度下,同步环与啮合齿轮的切向速度为 v_{tg} 。

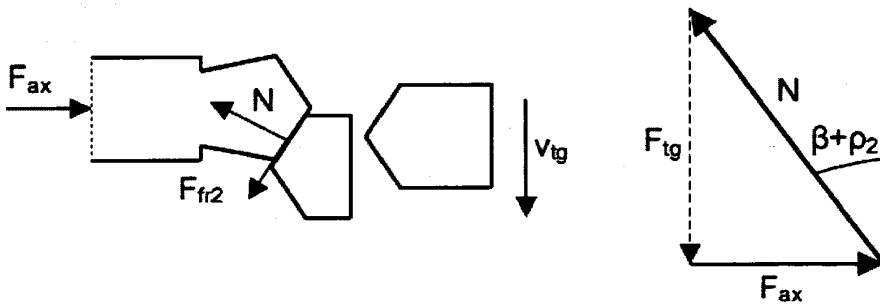


图 1.18 同步环拨转阶段力的平衡
Fig.1.18 Balance of force in the process of turning the ring

而如图 1.19 所示,假如轴向力迅速下降,换挡的时间将会大幅度增加。反之,因为轴向速度的变化和力矩的损失,在结合套花键上产生轴向的粘滞滑移而带来振动,假如轴向力保持不变,将不能产生振动的阻尼。所以,为了保证结合套的加速度和啮合齿轮以及与啮合齿轮相连接的零部件的转动,轴向力的减小速度应该慎重选择。

当结合套花键端斜面后边缘与同步环锁止齿斜面分离时,该阶段结束。这一阶段持续的时间大约为 0.075s。

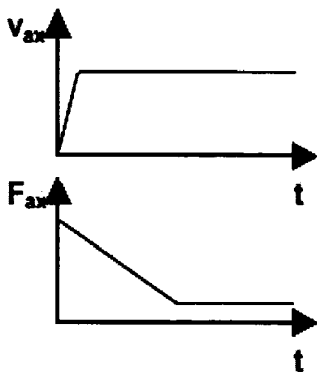


图 1.19 轴向速度和轴向力的控制法则
Fig.1.19 Laws of axial velocity and axial force

⑤ 自由滑动阶段

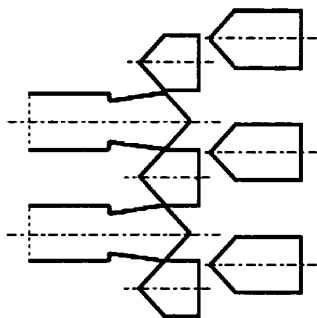


图 1.20a 自由滑动起始时
Fig.1.20a Beginning of free flight

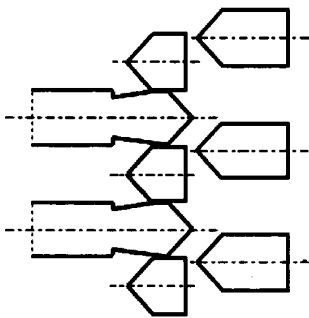


图 1.20b 自由滑动过程
Fig.1.20b Process of free flight

在这一阶段中，结合套穿过同步环的锁止齿（如图 1.20 所示）。当结合套花键齿端斜面离开同步环锁止齿斜面，即结合套花键齿端斜面后边缘与同步环锁止齿斜面的后边缘脱离接触时，发生自由滑动阶段。在这一阶段中，轴向速度取决于上一个阶段的轴向加速度，可能保持不变，也可能在该阶段开始时加速，而后稳定下来（如图 1.21 所示）。

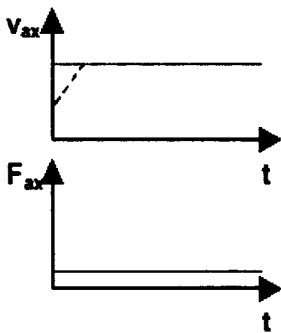


图 1.21 轴向速度和轴向力的控制法则
Fig.1.21 Laws of axial velocity and axial force

该阶段轴向力必须克服力矩损失产生的阻力。这使得花键上产生切向力，这个切向力将会使得轴向花键两侧产生摩擦。这里，如果条件合适的话，粘滞滑行现象可能会发生。所以如图 1.22 所示，该阶段结合套的平衡方程为：

$$F_{ax} = f_2 \cdot \frac{M_{loss}}{r_2} \quad (1.2)$$

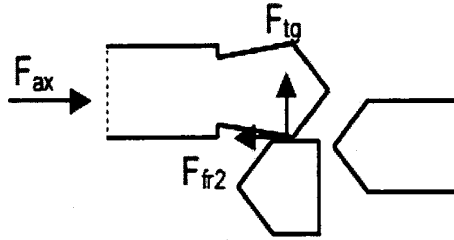


图 1.22 自由滑行阶段的力的平衡
Fig.1.22 Balance of force in the free flight

在这一阶段快结束时，啮合齿斜面在理论上可以与结合套花键齿端斜面接触，如图 1.23 所示。斜面间的法向距离非常小，只有 $h = 10^{-4} m$ [24]。

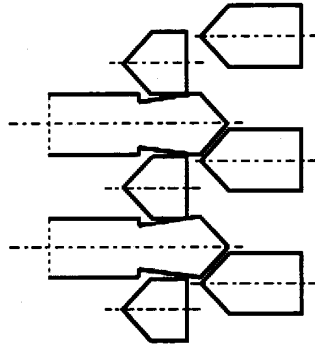


图 1.23 自由滑行结束时
Fig.1.23 End of free flight

由于在这一阶段同步环与啮合齿轮之间的唯一作用力是摩擦力，锁止齿和啮合齿之间的相对位置与同步阶段末期相同，是完全随机的。所以，花键穿过锁止齿并于啮合齿轮接触是在一个不确定的位置。考虑使用一个影响因子 ξ ，其由接触的位置和节距 P 确定。结合套可能与与啮合齿前斜面或后斜面接触，而这取决于参数 ξ ，轴向滑动速度，角速度差和花键齿的厚度。

这个阶段持续的时间大约为 0.025s.

⑥ 双相冲击力爬升阶段

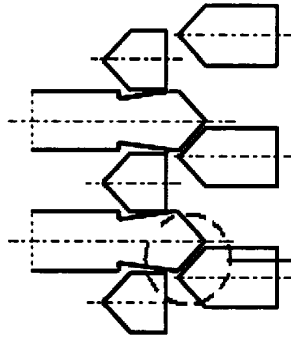


图 1.24a 双相冲击开始时
Fig.1.24a Beginning of double hump

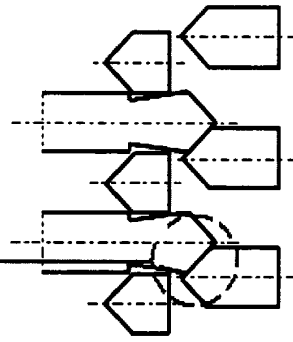


图 1.24b 双相冲击结束时
Fig.1.24b End of double hump

当结合套花键齿端斜面与齿轮啮合齿斜面相遇时，发生双相冲击（如图 1.24 所示）。这时控制命令需要保持不变的轴向速度（如图 1.25 所示）。在双相冲击爬升的阶段的初始时刻，结合套与啮合齿轮相距非常近，只有 $h=10^{-4}\text{m}$ 。结合套与啮合齿轮斜面间形成油膜，所以轴向力迅速增加，因为其必须克服油膜层的弹性和阻尼。油膜层的刚度是 $10^6\text{N/m}^{[24]}$ 。

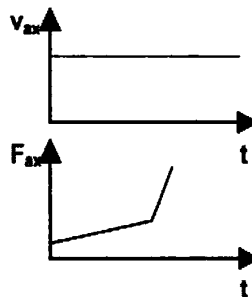


图 25 轴向速度和轴向力的控制法则
Fig.1.25 Laws of axial velocity and axial force

当斜面之间的距离减小到 $h=10^{-5}\text{m}$ 时，认为接触的刚度是结合套花键齿与齿轮啮合齿之间直接冲击楔入的刚度。结合套开始推转与啮合齿轮粘滞在一起的同步环。这儿牵涉到斜面粗糙度部分的压碎，斜面刚度将提升到 $3\times 10^6\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$ 的水平。假如同步环与啮合齿轮没有分离，齿轮的啮合是不可能的。所以必须要推进结合套，使得结合套拨转同步环直到同步环与啮合齿轮锥面分离。当斜面间的法向力 N 的切向分力大于由于卡滞而产生的静摩擦力时，同步环发生松动。而只有换挡的轴向力增加到切向分力大于阻力时，结合套才能继续向前移动，这个轴向力的增加称为双相冲击的爬升。静摩擦力的计算可以根据同步环发生的变形计算出来，而变形的大小取决于同步环的发热变形以及同步环与啮合齿轮的锥角误差。

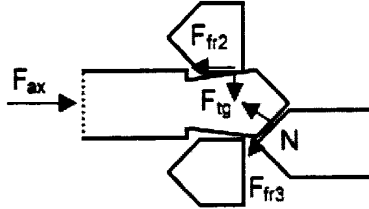


图 1.26 双相冲击爬升阶段的力的平衡

Fig.1.26 Balance of force in the phase of the rise of double bump

根据图 1.26 到图 1.28，可以写出作用结合套上的力的平衡方程：

$$F_{ax} = N \cdot \sin \beta + f_3 \cdot N \cdot \cos \beta - N_2 \sin \kappa + f_2 \cdot N_2 \cdot \cos \kappa \quad (1.3)$$

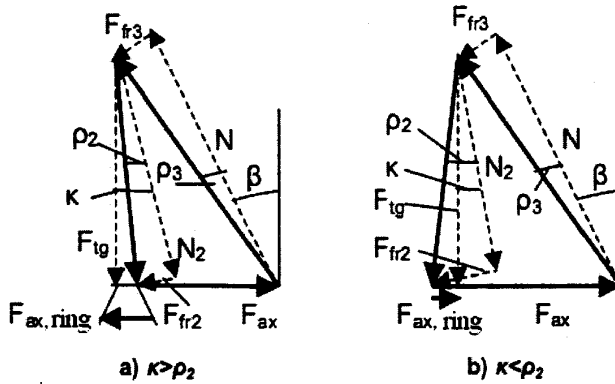


图 1.27 双相冲击爬升阶段的力的矢量分析图

Fig.1.27 Vector triangle of forces in the phase of the rise of double bump

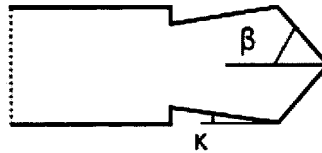


图 1.28 结合套上的锁止角 β 和防松角 κ

Fig.1.28 Angles β and κ on the sleeve

这里，轴向力 F_{ax} 是作用在结合套上的外力，而来自斜面间的法向力 N 的切向分力 F_{tg} 使得卡在啮合齿轮锥面的同步环松动，转动同步环。而一旦同步环发生转动，锥面间的摩擦系数由静摩擦系数值降低到动摩擦系数值。作用在同步环上的轴向力 $F_{ax,ring}$ 的方向和大小受防松角 κ 和摩擦角 ρ_2 影响。假如 $\kappa > \rho_2$ ，轴向力 $F_{ax,ring}$ 与结合套轴向移动方向相反。它使得作用在结合套上的轴向力减小，有利于促进分离。假如 $\kappa < \rho_2$ （如图 1.27 所示）， $F_{ax,ring}$ 指向啮合齿轮锥面，它使得施加在结合套的轴向力增加，阻碍分离。

轴向力的爬升导致切向力的爬升，这使得结合套与同步轮毂花键的两侧再次出现轴向的粘滞滑行，作用在同步器的扭转系统部分的阶跃激励增加。在锁止齿表面出现动态响应。这个响应将会传到结合套，并且再一次激振，使得换档机构

出现振动。所以，新的作用在结合套的轴向力将包括两个部分：弹性阻力和动态响应力。

这个阶段持续的时间大约为 0.002s.

⑦ 啮合齿轮拨转阶段

在这一阶段，结合套拨转啮合齿轮，该阶段从同步环与啮合齿轮锥面分离后斜面间初始的随机的接触开始，到结合套与啮合齿轮斜面间的后边缘刚脱离接触时结束（如图 1.29 所示）。由于锁止斜面轴向突出比较短，所以这个阶段所持续的时间也比较短，这还取决于结合套的轴向速度。

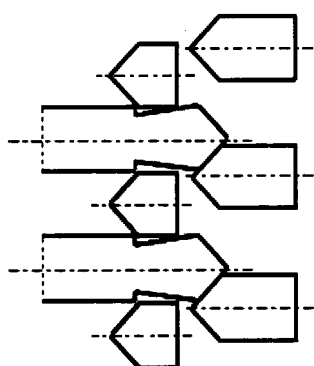


图 1.29a 转动啮合齿轮开始时
Fig.1.29a Beginning of turning the wheel

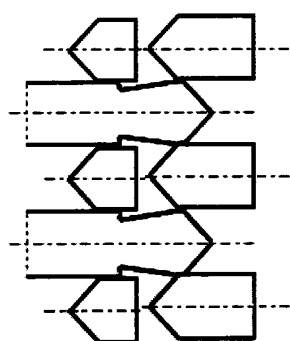


图 1.29b 转动啮合齿轮结束时
Fig.1.29b End of turning the wheel

在这一阶段中，控制法则采用一个不变的轴向速度（如图 1.30 所示），对轴向力的控制与对同步环的拨动阶段的轴向力的控制一样。轴向力的减小的斜率采用同步环拨转阶段给定的斜率值。

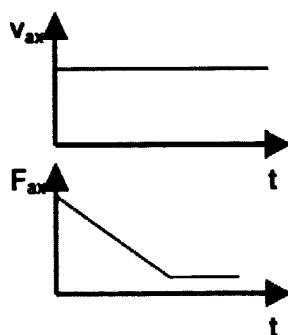


图 1.30 轴向速度和轴向力的控制法则
Fig.1.30 Laws of axial velocity and axial force

由于拨动，同步角速度不再同步，产生了新的角速度差^[19]。这个角速度差取决于斜面接触的位置以及换挡的方向（升档或者降档）。在这一阶段结束时，将会

达到最后的同步角速度。

如图 1.31 所示，结合套的平衡方程：

$$F_{ax} \cdot r_2 \cdot \frac{1 - f_2 \cdot \tan \beta}{f_2 + \tan \beta} + M_{loss} = \theta_R \cdot \varepsilon_R \quad (1.4)$$

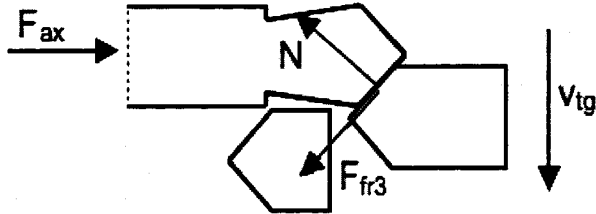


图 1.31 转动啮合齿轮阶段力的平衡
Fig.1.31 Balance of force in the phase of turning the wheel

在拨动啮合齿轮时，轴向力和切向力出现回落的情况，这是由于拨转的阶跃振动引起的。系统的振动的动态响应会对换档机构形成激振。再者，动力学响应可能形成较强的切向振动，以至于斜面之间可能脱离接触。在这种情况下，由于控制法则使得结合套保持不变的轴向速度，只要一产生空隙，结合套就向前移动。而由于切向力迅速减小，花键间的轴向的粘滞滑移作用不太明显，强度较小。

由于初始的拨动力非常大，必须要对轴向力的下降进行关注，不能太剧烈。事实上，斜面是在随机位置接触的，有时是在斜面前侧，有时是在斜面后侧。所以，计算斜率时，考虑最坏的情况是比较好的。此时结合套花键端斜面与啮合齿轮锁止齿斜面在前边缘接触（如图 1.32 所示）。这样可以为强烈的轴向力控制施加足够大的下降斜率。

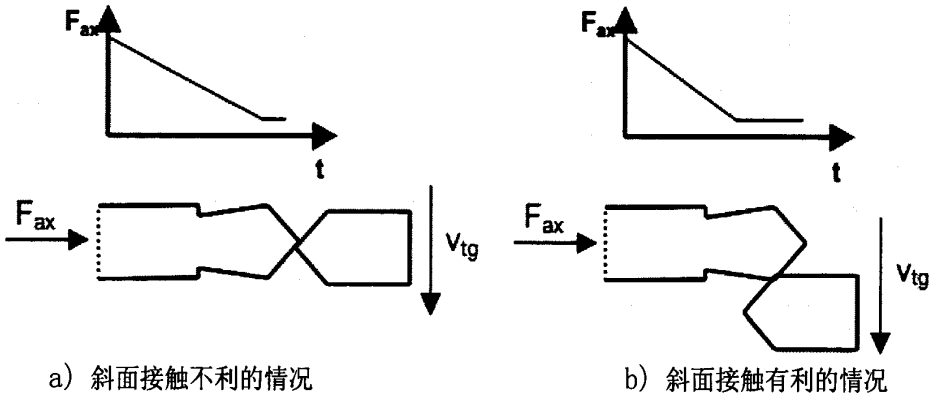


图 1.32 斜面接触情况和相应力的斜率
Fig.1.32 Contact chamfers and slopes of force involved

这一阶段大约持续 0.025s.取决于结合套花键齿端斜面与齿轮啮合齿斜面接触的位置，且随着这个位置的变化，阶段持续的时间也会有较大的变化。

⑧ 最后的自由滑行阶段

这一阶段起始于齿轮啮合齿斜面与结合套花键齿端斜面后缘想接触(如图 1.33 所示)。结合套以不变的轴向速度在啮合齿轮花键齿间移动(如图 1.34 所示)。最后,其与啮合齿轮侧面碰撞。而这个阶段结束之后,同步器就准备传递能量了。为了防止负载下花键齿啮合松动,在结合套花键端部两侧(和齿轮花键啮合齿上)加工有防松角 κ ,所以,需要一个较大的力才能使其分开。

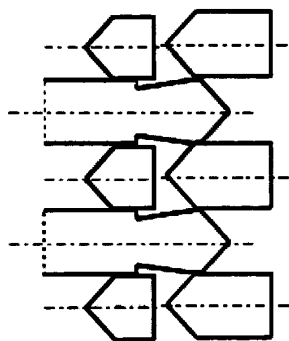


图 1.33a 最后的自由滑动开始时
Fig.1.33a Beginning of the final free flight

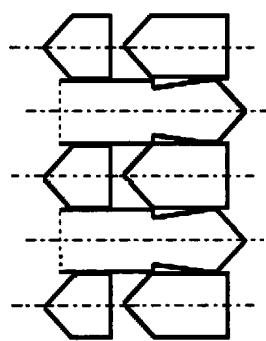


图 1.33b 最后的自由滑动结束时
Fig.1.33b End of the final free flight

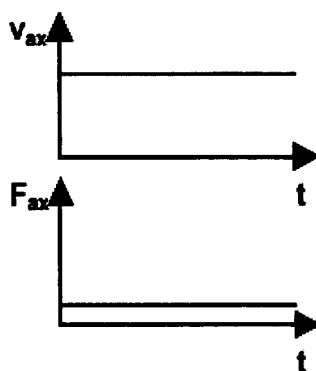


图 1.34 轴向速度和轴向力的控制法则
Fig.1.34 Laws of axial velocity and axial force

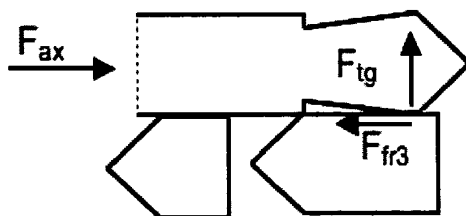


图 1.35 最后的自由滑动阶段力的平衡
Fig.1.35 Balance of force in the phase of the final free flight

这一阶段轴向力是比较小的。必须克服由于摩擦而引起的力矩损失(如图 1.35 所示)。条件合适的话,在花键齿的侧面将会出现粘滞摩擦。结合套的平衡等式如

下：

$$F_{ax} = f_3 \frac{M_{loss}}{r_2} \quad (1.5)$$

这一阶段所持续的时间取决于滑行的距离以及结合套的轴向速度。一般，自由滑行阶段的时间大约为 0.025s。

⑨ 同步器换档操作描述的结论

同步器使换档变得容易，且能减小啮合齿的冲击和磨损，消除结合套与啮合齿轮的转速差。而文献中基于对操作阶段的观察反馈清楚的表明，换档最后时刻转速差并没有完全消失。事实上，达到同步时，在最后的扰动之前，同步的转速已经被破坏了两次。这都将引起振动的发生，使得轴向力以及角速度的控制变得很难，而且这直接影响换档的舒适性。

这一切取决于对作用在结合套上的轴向力和施加给结合套的轴向速度的控制，控制的法则将在第三章给出。

1.6 论文研究内容

本文通过对国内外汽车变速器同步器换档发展现状的系统研究，以锁环式单锥同步器为研究对象，以对文献，连同测试平台中的测试曲线和同步器自身零部件的深入研究为出发点，对同步换档操作做出完整而又充分的了解。探讨了锁环式同步器的换档过程及其存在的同步换档问题，合理的定义并且运用经典的摩擦学、力学以及热力学理论讨论了八个主要的操作阶段。

然后通过对各种换档现象的深入分析，建立同步过程各阶段的运动学、动力学分析模型，同步耗散、发热模型，换档质量感知以及粘性滑动等基本的子模型。形成包含各同步现象的完整而又详细的同步换档模型。且将各个子模型按照换档阶段的时间顺序整合进仿真软件中，对同步器换档性能进行全面的仿真分析，并将测试数据与仿真结果进行对比验证。

并紧接着对换档过程中的双相冲击现象以及粘滞滑行现象进行着重研究。解释这两个现象产生的机理，讨论各相关因素对双相冲击的影响以及粘滞滑行对内部激振和同步结束时刻的锁止性的影响。

进一步提出在实际应用中提高同步性能的优化设计建议，其中包括对同步环锥面沟槽数量，花键齿斜面角以及其他方面的设计。最后还创新性的提出一种基于轻盈换档的优化的同步器设计思想，并给出优化设计的结构。为新生代产品的开发设计展开广泛而又深入地讨论。

2 换挡操作模型

2.1 引言

长久以来，工程师都在尝试着用模型来描述同步器的换挡操作过程，但这些模型的完整度以及精确度往往因为对操作现象的理解水平，对同步器特性的仿真和量化以及计算能力等而大打折扣。本章将对已有的同步换挡模型进行讨论，且为下一章的仿真分析作出进一步的完善和创新。

首先，建立了不同的换挡技术和驾驶满意度之间的关系特性的实证模型，又利用一个简单的模型讨论了基于不同变速箱特点的同步换挡时间。这些模型虽然简单但是非常重要。

然后，考虑同步环与啮合齿轮圆锥表面之间的摩擦，为该摩擦现象提出了一个非常详细的模型。该模型考虑了零件间接触的时间和相对速度、接触表面的条件、沟槽的情况和摩擦的类型，给出了摩擦系数和扭矩。认为锥面间摩擦的类型从开始时的粘滞摩擦，由混合摩擦过度到最后的固体摩擦。

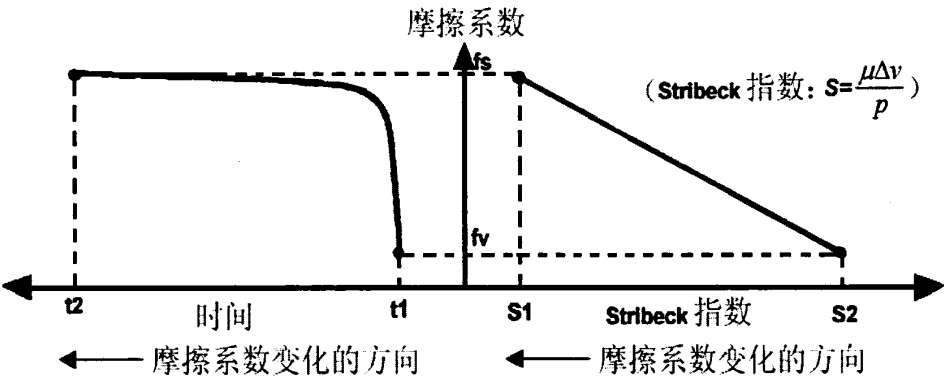


图 2.1 混合摩擦阶段摩擦系数的变化^[17]

Fig.2.1 Variation of the coefficient of friction during the mixed phase^[17]

在粘滞摩擦阶段，使用传统的流体方程计算接触锥面间的压力场，对其进行积分得到扭矩。而在混合摩擦阶段，假设摩擦系数与相对速度有线性关系（如图 2.1 所示）。摩擦系数的初始值来自粘滞摩擦系数，而终值来自于固体摩擦系数，而为了画出该线性关系，还需要选定该阶段的时间。固体摩擦系数与相对速度的关系如图 2.2 所示，在固体摩擦阶段，运用经典的库伦摩擦定律计算锥面间摩擦力。

除了这些方法外，还提出了粘滞摩擦阶段和固体摩擦阶段的完善模型，对于粘滞摩擦模型，进一步结合了压强的变化对粘度变化的影响。而对于混合摩擦模型，考虑了固体摩擦阶段零部件的温升对粘度变化的影响。

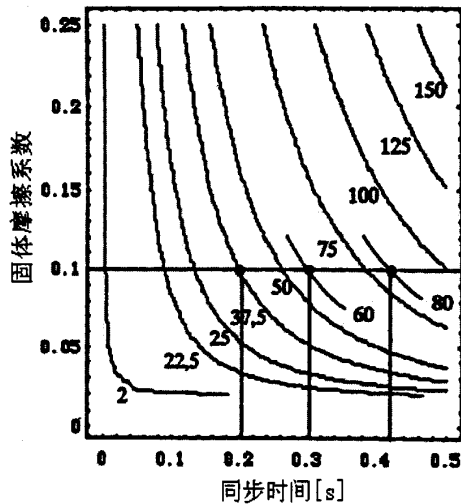


图 2.2 根据固体摩擦系数和相对速度的同步时间查找图^[17]

Fig.2.2 Diagram to find the synchronization time depending on the coefficient of friction solid and the relative velocity^[17]

在同步摩擦之后，还讨论了结合套拨转同步环的模型，和接下来的自由滑动模型。最后，提出了双相冲击峰值力的计算模型，以及最后的结合套与齿轮的啮合模型。

2.2 换档质量感知模型

在文献中，Sykes 运用经验公式，提出了直接连接力学特性的由司机感知的换档质量的模型^[5]。换档质量分成从 1 到 10 的十个等级，等级 1 标志着换档质量最差，而等级 10 表示最好。经验公式如下：

升档时

$$Q=10-\frac{I \cdot G}{10} \tag{2.1}$$

降档时

$$Q=10-\frac{1.2 \cdot I \cdot G}{10} \tag{2.2}$$

式中 Q ——换档质量；
 G ——啮合档位：1、2、3、4 或者 5；
 I ——冲量： $I=\int Fdt=m \cdot v$ 。

引入扭矩容量公式：

$$C=\frac{M}{F_{ax}}=\frac{\theta_{red} \cdot \Delta \omega}{I \cdot \eta_c \cdot i_{mech}} \tag{2.3}$$

式中 θ_{red} ——升档或降档时等效到啮合齿轮的同步惯量；
 $\Delta \omega$ ——被同步两端的转速差；
 I ——冲量；

η_c ——锥面啮合的效率；

i_{mech} ——连杆机构的传动比。

计算的过程如下：首先选择表明换挡质量的等级数字，然后使用换挡质量公式计算出相应的冲量。知道冲量和变速箱的结构特点之后，再算出扭矩容量。扭矩容量在数值上与同步器所需要的摩擦圆锥面的圆锥半径相等，这意味着可以进行同步器圆锥半径的设计。

2.3 同步时间和锁止角计算模型

根据基本的力学公式，提出了同步时间和锁止角的计算模型。由于降档时作用在同步器上的负载较大，所以选择 $n+1$ 档到 n 档的降档过程进行研究。飞轮以及输入轴上的零部件的动能：

$$2 \cdot E_c = \theta_e \cdot \omega_e^2 + \sum_{i=1}^n \theta_i \cdot \omega_i^2 = \omega_e^2 \cdot \left(\theta_e + \sum_{i=1}^n \theta_i \cdot i_i^2 \right) = \theta_{e,red} \cdot \omega_e^2 \quad (2.4)$$

式中 θ_{red} ——等效到输入轴的同步转动惯量；

ω_e ——输入轴的转速；

摩擦力矩不变的情况下，同步所需要的功率为：

$$P = -M \cdot \omega_n \quad (2.5)$$

由于 $P = \frac{dE_c}{dt}$ ，故有：

$$\frac{dE_c}{dt} = \frac{d}{dt} \cdot \theta_{e,red} \cdot \omega_e \cdot \dot{\omega}_e = -M \cdot \omega_e \quad (2.6)$$

摩擦力矩可以表达为：

$$M = -\theta_{e,red} \cdot \frac{\omega_e}{\omega_n} \cdot \dot{\omega}_e = -\theta_{e,red} \cdot \frac{1}{i_n} \cdot \dot{\omega}_e \quad (2.7)$$

由于 M 是常数，故 ω_e 对时间求导也是常数。所以可以认为： $t = t_0$ 时， $\omega_e = \omega_0$ ； $t = t_1$ 时， $\omega_e = \omega_1$ 。代入式 (2.7) 得到：

$$M = -\theta_{e,red} \cdot \frac{1}{i_n} \cdot \dot{\omega}_e = -\theta_{e,red} \cdot \frac{1}{i_n} \cdot \frac{d\omega_e}{dt} = -\theta_{e,red} \cdot \frac{1}{i_n} \cdot \frac{(\omega_1 - \omega_0)}{(t_1 - t_0)}$$

即

$$M = \theta_{e,red} \cdot \frac{1}{i_n} \cdot \frac{(\omega_1 - \omega_0)}{\Delta t} \quad (2.8)$$

输入轴的速度取决与车速，表达如下：

$$\omega_0 = \frac{v_0}{i_0 \cdot i_{n+1} \cdot r}; \omega_1 = \frac{v_1}{i_0 \cdot i_n \cdot r}$$

替换式 (2.8) 有：

$$M = \frac{\theta_{e,red}}{i_n \cdot \Delta t} \cdot \frac{1}{i_0 \cdot r} \cdot \left(\frac{v_1}{i_n} - \frac{v_0}{i_{n+1}} \right) \quad (2.9)$$

假设车速的变化可以忽略，则 $v \approx v_0 = v_1$ ：

$$M = \frac{\theta_{e,red}}{i_n \cdot \Delta t} \cdot \frac{v}{i_0 \cdot r} \cdot \left(\frac{1}{i_n} - \frac{1}{i_{n+1}} \right) = \frac{\theta_{e,red}}{i_n \cdot \Delta t} \cdot \omega_s \cdot \left(\frac{1}{i_n} - \frac{1}{i_{n+1}} \right)$$

最后得出所需要的同步力矩：

$$M = \frac{\theta_{e,red}}{\Delta t} \cdot \omega_e \cdot \left(\frac{1}{i_n} - \frac{1}{i_{n+1}} \right) \quad (2.10)$$

扭转力矩由离合器锥面传递，所以圆锥表面的摩擦力矩为：

$$M_C = f_1 \cdot F_{ax} \cdot r_1 \quad (2.11)$$

知道作用在换档拨叉上的轴向力，且假设同步力矩和摩擦力矩相等，可以算出同步的时间：

$$\Delta t = \frac{\theta_{e,red} \cdot \omega_e}{f_1 \cdot F_{ax} \cdot r_1} \cdot \left(\frac{1}{i_n} - \frac{1}{i_{n+1}} \right) \quad (2.12)$$

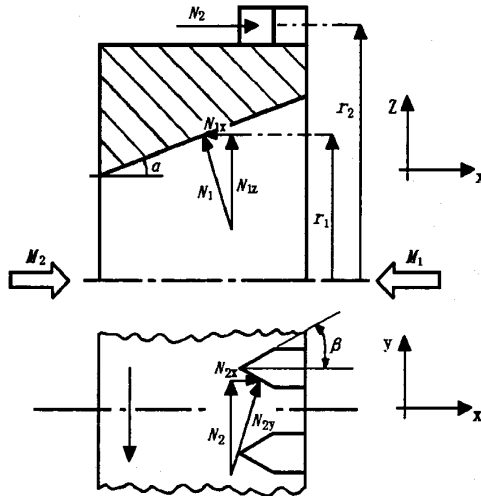


图 2.3 同步锁止时同步环上的各个作用力
Fig.2.3 Forces on the ring during the phase Ban

现在假定在锁止时，摩擦力矩和锁止力矩相等（如图 2.3 所示），摩擦力矩 M_1 作用在圆锥表面（图 2.3 上部分），锁止力矩 M_2 作用在锁止齿斜面上（图 2.3 下部分）。文献对锁止齿的锁止角有一个限制值^[32]。法向力沿着 X 和 Y 方向有：

$$N_{1x} = \frac{F_{ax}}{\sin \alpha} \quad (2.13)$$

$$N_{2y} = F_{ax} \frac{1 - f_2 \cdot \tan \beta}{f_2 + \tan \beta} \quad (2.14)$$

假设作用在同步环上的力矩平衡：

$$M_1 = M_2 \quad (2.15)$$

$$f_1 \cdot N_{1x} \cdot r_1 = N_{2y} \cdot r_2 \quad (2.16)$$

$$f_1 \cdot \frac{F_{ax}}{\sin \alpha} \cdot r_1 = F_{ax} \cdot \frac{1 - f_2 \cdot \tan \beta}{f_2 + \tan \beta} \cdot r_2 \quad (2.17)$$

锁止时不能出现 $M_1 > M_2$ 的情况, 由该锁止条件可以得到锁止角的范围:

$$\tan \beta > \frac{1 - \frac{f_1 \cdot r_1}{\sin \alpha \cdot r_2} f_2}{\frac{f_1 \cdot r_1}{\sin \alpha \cdot r_2} + f} \quad (2.18)$$

在这个模型中, 认为整个锁止阶段摩擦系数 f_1 不变, 这是对提出的模型的一个近似处理。下一节提出的更详细的第二个模型将会更接近真实情况。

2.4 同步过程模型

模型是基于文献^[34-36]以及文献^[17,37]所做的工作得到的。该模型给出了同步器摩擦锥面的非常详细的摩擦行为。根据所提出的摩擦类型: 粘滞摩擦、混合摩擦和干摩擦(固体摩擦), 将同步摩擦过程分为三个阶段。在粘滞摩擦阶段, 首先对光滑锥面作出了描述^[17,34]。然后讨论了由于同步环锥面间周向或径向的沟槽^[35]的出现对粘度的影响。最后, 讨论了混合摩擦阶段和干摩擦阶段^[36]。

为了对模型初始化, 必须得到轴向速度和位移。这可以进行如下的计算: 给定一个不变的轴向力 F 作用在变速杆上, 则在拨叉上的作用力为:

$$F_{m2} = F \cdot i_{mech} \cdot \eta_{mech} \quad (2.19)$$

式中 i_{mech} —— 连杆的传动比;

η_{mech} —— 传动效率。

结合套的加速度为:

$$a_c = \frac{F_{m2} - F_r}{m_c} = con \quad (2.20)$$

锥面间的初始距离 h_0 大约为 $2mm$ 。

2.4.1 粘滞摩擦阶段的计算

在粘滞摩擦阶段开始时, 锥面间的距离 h_1 假定为 $1mm$ 。

锥面间的距离减小到 h_1 所需要的时间为:

$$t_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot (h_0 - h_1)}{a_c}} \quad (2.21)$$

粘滞摩擦阶段开始时的轴向速度为:

$$v_0 = a_c \cdot t_1 \quad (2.22)$$

而粘滞摩擦阶段开始时啮合齿轮的转速是 ω_{R0} , 而结合套和同步环的转速相等:

$$\omega_c = \omega_B \quad (2.23)$$

粘滞摩擦阶段结束时, 锥面间的距离为:

$$h_{min} = \Lambda \cdot \sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2} \quad (2.24)$$

式中 R_{ai} —— 锥面的粗糙度;

Λ ——润滑理论中的常数 $\Lambda \approx 5$.

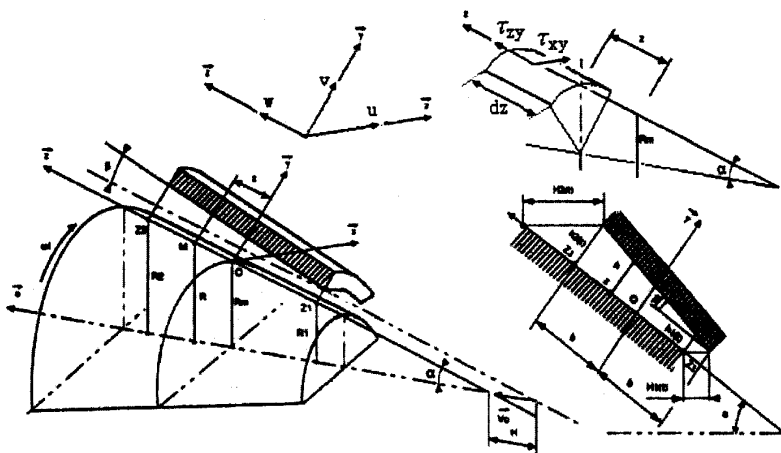


图 2.4 锥面模型^[17]

Fig.2.4 Model of the conical surfaces^[17]

锥面间油液流动的雷诺方程为:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho \cdot h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho \cdot h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \\ & = 6 \cdot \rho \cdot (u_1 - u_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 6 \cdot \rho \cdot (w_1 - w_2) \frac{\partial h}{\partial z} + 6 \cdot h \cdot \frac{\partial}{\partial x} (\rho \cdot (u_1 + u_2)) \\ & + 6 \cdot h \cdot \frac{\partial}{\partial z} (\rho \cdot (w_1 + w_2)) + 12 \cdot \rho \cdot (v_2 - v_1) + 12 \cdot h \cdot \frac{\partial \rho}{\partial t} \end{aligned} \quad (2.26)$$

锥面间油液流动的速度为:

$$u = u_1 + (u_2 - u_1) \frac{y}{h} + \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} (y - h)y \quad (2.27)$$

$$w = w_1 + (w_2 - w_1) \frac{y}{h} + \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial z} (y - h)y \quad (2.28)$$

从这, 可得出切向力:

$$\tau_{xy} = \mu \frac{\partial u}{\partial y} = (u_2 - u_1) \frac{\mu}{h} + \frac{\partial p}{\partial x} \left(y - \frac{h}{2} \right) \quad (2.29)$$

$$\tau_{zy} = \mu \frac{\partial w}{\partial y} = (w_2 - w_1) \frac{\mu}{h} + \frac{\partial p}{\partial z} \left(y - \frac{h}{2} \right) \quad (2.30)$$

具体推到参见文献[17].对以上求解可以得到如下的等式:

轴向力:

$$F_{axv} = 16 \cdot \pi \cdot \mu \cdot v_0 \cdot \sin^2 \alpha \cdot r_m \cdot \left(\frac{b}{h} \right)^3 \quad (2.31)$$

根据油液的厚度, 得到扭矩:

$$M(\omega_R, h) = 4\pi\mu v_0 r_m^3 \omega_C \frac{b}{h} \left(1 - \frac{\omega_R}{\omega_C} \right) \quad (2.32)$$

同样, 在根据油液的厚度, 可以得到摩擦系数:

$$f = \frac{\omega_c r_m}{4v_0 \sin \alpha} \left(\frac{b}{h} \right)^2 (1 - \bar{\omega}) = \frac{\omega_c r_m}{4v_0 \sin \alpha} \left(\frac{h_{\min}}{h} \right)^2 (1 - \bar{\omega}) \bar{h}^2 \quad (2.33)$$

注意到以上得到 F_{ax} 、 M 和 f 的等式都是在光滑锥面上得到的。

① 周向沟槽的情况 (如图 2.5 所示)

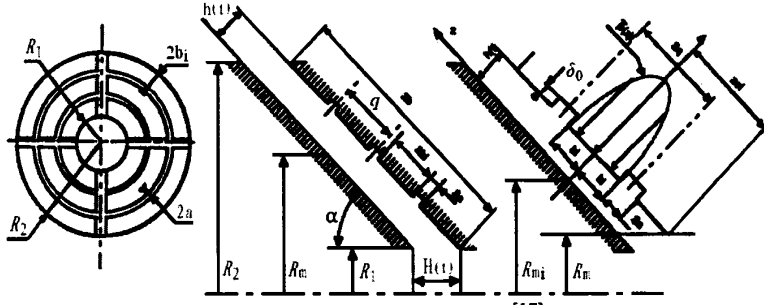


图 2.5 周向沟槽锥面模型^[17]

Fig.2.5 The cone model with circumferential grooves^[17]

这里给出同步环追面上加工有周向沟槽的情况下的模型。这些沟槽能够阻止锥面间油膜的形成并且迅速排出油液。

对此, 作出如下假设:

- 沟槽的深度 δ_0 远大于油液厚度: $\delta_0 \gg h$;
- 径向沟槽与周向沟槽相连接;
- 径向沟槽沿圆周对称分布;
- 同步环做纯轴向移动。

假如有 $n-1$ 条沟槽, 则光滑表面将被分成 n 个小的区域单元, 则

$$F_{ax} = \sum_{i=1}^n F_{axi} = 16\pi\mu v_0 \sin^2 \alpha \sum_{i=1}^n \left(\frac{b_i}{h} r_{mi} \right) = K_{NC} F_{ax, lisse} \quad (2.34)$$

式 (2.34) 中

$$K_{NC} = \sum_{i=1}^n \frac{r_{mi}}{r_m} \left(\frac{b_i}{b} \right)^3 = \left(\frac{1}{n} - \frac{n-1}{n} \cdot \frac{a}{b_i} \right)^3 \sum_{i=1}^n \frac{r_{mi}}{r_m} \quad (2.35)$$

扭矩为:

$$M = \sum_{i=1}^n M_i = 4\pi\mu v_0 \omega_c \frac{1}{h} \left(1 - \frac{\omega_R}{\omega_c} \right) \sum_{i=1}^n r_{mi}^2 b_i = K_{CC} \cdot M_{lisse} \quad (2.36)$$

式 (2.36) 中

$$K_{CC} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{r_{mi}}{r_m} \right)^2 \frac{b_i}{b} = \left(\frac{1}{n} - \frac{n-1}{n} \cdot \frac{a}{b_i} \right)^3 \sum_{i=1}^n \left(\frac{r_{mi}}{r_m} \right)^2 \quad (2.37)$$

实际上 $\frac{r_{mi}}{r_m} \approx 1$, 则 $\sum_{i=1}^n \frac{r_{mi}}{r_m} \approx n$, 所以

在式 (2.34) 中: $K_{NC} = \frac{1}{n^2} \left(1 - (n-1) \frac{a}{b_i} \right)^3$;

在式 (2.36) 中: $K_{CC} = 1 - (n-1) \frac{a}{b_i}$;

而式 (2.33) 中: $K_{JC} = \frac{K_{NC}}{K_{CC}}$.

啮合齿轮的转速为:

$$\omega_R = \omega_B - \left((\omega_B - \omega_{R0}) \frac{h(t)}{h_1} \right)^Y \quad (2.38)$$

式中 $Y = K_{CC} \frac{4 \cdot \pi \cdot b \cdot r_1^3}{\theta_R \cdot v_{axv} \cdot \sin \alpha}$

破坏油膜所需要的轴向力为:

$$F_{axv} = K_{NC} \cdot 16 \cdot \pi \cdot \mu \cdot v_{ax1} \cdot \sin^2 \alpha \cdot r_m \cdot \left(\frac{b}{h_{\min}} \right)^3 \quad (2.39)$$

式中 μ ——油液的动力粘度 [Pa·s];

r_m ——同步环锥面的平均半径;

α ——同步环锥面的锥角;

b ——同步环锥面的一半宽度;

K_{NC} ——对周向沟槽: $K_{NC} = \frac{1}{n^2} \left(1 - (n-1) \frac{a}{b_i} \right)^3$

式中 n ——同步环锥面沟槽的数量;

a ——沟槽的一半宽度;

b_i ——沟槽之间的一半距离, $b_i = \frac{b}{n} - \frac{1}{2} \cdot a$.

② 粘滞摩擦过程中压强对油液粘度的影响

众所周知, 油液的粘度与压强有很大的关系。在粘滞摩擦阶段压强增加较大, 对油液的粘度很可能会有影响。所以, 应该结合这个现象建立模型。有如下经验公式^[38]:

$$\mu = \mu_0 \cdot e^{\xi \cdot p} \quad (2.40)$$

式中 $\xi = 10^{-8} (0.556 + 0.965 \lg v)$;

v ——运动粘度, 单位为 $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$;

p ——压强, 单位为 MPa;

μ ——动力粘度, 单位为 Pa·s.

在仿真中使用这个公式能够更为真实的模拟粘度变化的现象。

2.4.2 混合摩擦阶段的计算

混合摩擦阶段发生于粘滞摩擦阶段与干摩擦（固体摩擦）阶段之间。作出如下基本假定，假设知道相对滑动速度和初始情况下的粘滞摩擦系数 f_v 以及最后阶段的固体摩擦系数 f_s 。定义一个 Stribeck 变量 S ： $S = \mu v / p$ ，且假设在这个阶段 Stribeck 变量从 S_2 到 S_1 线性变化。由这些可以到处轴向力、摩擦系数和摩擦力矩的等式。适合条件下接触表面间的 Stribeck 线性变化图，如图 2.6 所示。

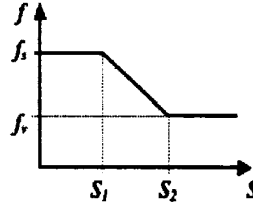


图 2.6 摩擦系数与 Stribeck 的线性关系图

Fig.2.6 Linear relationship between coefficient of friction and Stribeck

进一步给出反作用力的上升图（如图 2.7 所示）。有 $F_{ax,max} = F_{m2}$ ，且给定 t_m 。可以写出瞬时的反作用力：

$$F(t) = F_{axv} + \frac{F_{ax,max} - F_{axv}}{t_m} \cdot t \quad (2.41)$$

摩擦系数的等式如下：

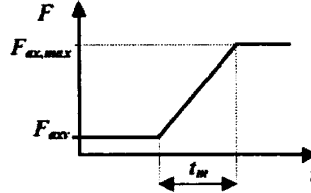


图 2.7 反作用力的上升图

Fig.2.7 Chart the rise of reaction force

$$f(t) = f_s \frac{f_s - f_v}{S_2 - S_1} (S_2 - S_1) \quad (2.42)$$

将式 (2.42) 转换为更便于进行计算的形式：

$$\begin{aligned} f(t) &= f_s \frac{f_s - f_v}{S_2 - S_1} (S_2 - S_1) = \left(f_s + \frac{f_s - f_v}{S_2 - S_1} S_1 \right) \frac{f_s - f_v}{S_2 - S_1} S = \chi_1 - \frac{f_s - f_v}{S_2 - S_1} \cdot \frac{\mu \Delta v}{p} \\ &= \chi_1 - \frac{f_s - f_v}{S_2 - S_1} \cdot \frac{\mu (\omega_C - \omega_R(t)) r_m}{F_{ax}(t)} 4\pi r_m b \sin \alpha = \chi_1 - \frac{f_s - f_v}{S_2 - S_1} \zeta \cdot \frac{(\omega_C - \omega_R(t))}{F_{ax}(t)} \\ &= \chi_1 - \chi_3 \cdot \frac{(\omega_C - \omega_R(t))}{F_{ax}(t)} = \chi_1 - \chi_3 \cdot \frac{\omega_C}{F_{ax}(t)} + \chi_3 \cdot \frac{\omega_R(t)}{F_{ax}(t)} = \chi_1 + \chi_2 \cdot \frac{1}{F_{ax}(t)} + \chi_3 \cdot \frac{\omega_R(t)}{F_{ax}(t)} \end{aligned}$$

可以写成下式：

$$f(t) = \chi_1 + \chi_2 \cdot \frac{1}{F_{ax}(t)} + \chi_3 \cdot \frac{\omega_R(t)}{F_{ax}(t)} \quad (2.43)$$

式中

$$\zeta = 4 \cdot \pi \cdot \mu \cdot r_m^2 \cdot b \cdot \sin \alpha, \\ \chi_1 = f_3 + \frac{\chi_3}{\zeta} \cdot S_1, \quad \chi_2 = \chi_3 \cdot \omega_c, \quad \chi_3 = \frac{f_s - f_v}{S_2 - S_1} \cdot \zeta$$

且有摩擦力矩的等式:

$$M = \frac{f(t)F_{ax}(t)r_m}{\sin \alpha} \left(1 + \frac{1}{3} \left(\frac{b}{r_m} \right)^2 \sin^2 \alpha \right) \quad (2.44)$$

假设

$$\lambda = \frac{r_m}{\sin \alpha} \left(1 + \frac{1}{3} \left(\frac{b}{r_m} \right)^2 \sin^2 \alpha \right) \quad (2.45)$$

则将 λ 代入式 (2.45), 可以进行如下转换:

$$M = \frac{f(t)F_{ax}(t)r_m}{\sin \alpha} \left(1 + \frac{1}{3} \left(\frac{b}{r_m} \right)^2 \sin^2 \alpha \right) = \lambda f(t)F_{ax}(t) \\ = \lambda \left(\chi_1 + \chi_2 \cdot \frac{1}{F_{ax}(t)} + \chi_3 \cdot \frac{\omega_R(t)}{F_{ax}(t)} \right) F_{ax}(t) = \eta_1 F_{ax}(t) + \eta_2 + \eta_3 \omega_R(t)$$

得到转换后的摩擦力矩:

$$M = \eta_1 F_{ax}(t) + \eta_2 + \eta_3 \omega_R(t) \quad (2.46)$$

式中 $\eta_i = \lambda \cdot \chi_i$

啮合齿轮的动态方程为:

$$\theta_R \frac{d\omega_R}{dt} = M \quad (2.47)$$

代入 M 的值有:

$$\theta_R \frac{d\omega_R}{dt} = M = \eta_1 F_{ax}(t) + \eta_2 + \eta_3 \omega_R(t) \quad (2.48)$$

整合上述变量:

$$\theta_R \frac{d\omega_R}{dt} - \eta_3 \omega_R(t) = \eta_2 + \eta_1 F_{axv} + \eta_1 \frac{F_{ax,max} - F_{axv}}{t_m} t \quad (2.49)$$

求解微分方程, 得到啮合齿轮的转速:

$$\theta_R \frac{d\omega_R}{dt} - \eta_3 \omega_R(t) = \eta_2 + \eta_1 F_{axv} + \eta_1 \frac{F_{ax,max} - F_{axv}}{t_m} t \quad (2.50)$$

$$\omega_R(t) = e^{\int \frac{\eta_3}{\theta_R} dt} \left(\int e^{-\int \frac{\eta_3}{\theta_R} dt} \left(\eta_2 + \eta_1 F_{axv} + \eta_1 \frac{F_{ax,max} - F_{axv}}{t_m} t \right) dt + K \right) \quad (2.51)$$

$$\omega_R(t) = K e^{\frac{\eta_3 t}{\theta_R}} - \frac{\theta_R}{\eta_3} \left(\eta_2 + \eta_1 \left(F_{axv} + \frac{F_{ax,max} - F_{axv}}{t_m} \left(\frac{\eta_3}{\theta_R} + t \right) \right) \right) \quad (2.52)$$

知道 $\omega_R(t_v) = \omega_{Rv}$, 定义常数 K :

$$K = \frac{\omega_{Rv} + \frac{\theta_R}{\eta_3} \left(\eta_2 + \eta_1 \left(F_{avv} + \frac{F_{ax,max} - F_{avv}}{t_m} \left(\frac{\eta_3}{\theta_R} + t_v \right) \right) \right)}{e^{\frac{\eta_3 t}{\theta_R}}} \quad (2.53)$$

式中 θ_R ——等效到啮合齿轮的加速或减速的同步零件的转动惯量。

所以, 根据时间 t , 可以分级计算 $\omega_R(t)$. 时间从 t_v 开始增加, 计算的终止条件由下列公式决定: $\omega_R(t) > \omega_c$, 或者到达固体摩擦阶段时 $f(t) > f_s$. 假如计算由于速度条件而终止, 且 $f(t) < f_s$, 固体摩擦阶段将不会出现。所以可以得到终止时间 t_m , 代入 $\omega_R(t)$ 的等式中, 可以计算出 ω_{Rm} 。

2.4.3 考虑温度变化影响的混合摩擦阶段的计算

假设在同步阶段损失的能量全部转化成热量, 这些热量使得圆锥表面间的油膜温度升高。而由于油液的粘度与温度紧密相关, 认为在混合摩擦阶段油液粘度将会因此而发生变化。

假定粘度是温升的线性函数:

$$\mu = aT + b \quad (2.54)$$

式中 a 和 b 均是常数。

考虑到同步阶段的时间较短, 假定温升与时间成正比:

$$T = ct \quad (2.55)$$

式中, c 为常数。

代入式 (2.54) 中:

$$\mu = act + b = At + B \quad (2.56)$$

考虑啮合齿轮的动态方程, 代入式 (2.56) 有:

$$\theta_R \frac{d\omega_R}{dt} - \eta'_3 \mu(t) \omega_R(t) = \eta'_2 \mu(t) + \eta_1 F_{avv} + \eta_1 \frac{F_{x,max} - F_{avv}}{t_m} t \quad (2.57)$$

式中 η'_2 和 η'_3 用 $\zeta' = 4 \cdot \pi \cdot r_m^2 \cdot b \cdot \sin \alpha$ 计算, 其中不包括粘度。

等式有如下形式的解:

$$\omega_R(t) = e^{\int p(t) dt} \left(K + \int p(t) e^{-\int p(t) dt} dt \right) \quad (2.58)$$

在这种情况下:

$$p(t) = \frac{\eta'_3}{\theta_R} (At + B) = \frac{\eta'_3}{\theta_R} At + \frac{\eta'_3}{\theta_R} B = 2\kappa_1 t + \kappa_2 \quad (2.59)$$

$$\begin{aligned} q(t) &= \frac{\eta'_2}{\theta_R} (At + B) + \eta_1 F_{avv} + \eta_1 \frac{F_{x,max} - F_{avv}}{t_m} t \\ &= \left(\frac{\eta'_2}{\theta_R} A + \frac{F_{x,max} - F_{avv}}{t_m} \right) t + \left(\frac{\eta'_2}{\theta_R} B + \eta_1 F_{avv} \right) = \varphi_1 t + \varphi_2 \end{aligned} \quad (2.60)$$

变换整理后, 得到如下解:

$$\omega_R(t) = e^{\kappa_1 t^2 + \kappa_2 t} \left(K + \sqrt{\pi} \left(\frac{\varphi_2}{2} - \frac{\varphi_1}{4} \frac{\kappa_2}{\kappa_1^{\frac{3}{2}}} \right) e^{\frac{\kappa_2^2}{4\kappa_1}} \operatorname{erf} \left(\sqrt{\kappa_1} t + \frac{\kappa_2}{2\sqrt{\kappa_1}} \right) \right) - \frac{\varphi_1}{2\kappa_1} \quad (2.61)$$

式中常数 K 可以由初始条件算出，该等式考虑了混合摩擦阶段油液粘度的变化，与上一节仿真计算的方式相同。

2.4.4 固体摩擦阶段的计算

理论上，混合摩擦阶段会过渡到固体摩擦阶段。当混合摩擦阶段内结合套与啮合齿轮角速度还没有同步时，固体摩擦阶段发生。作出如下假设：

- 固体摩擦系数 f_s 不变；
- 轴向力的增加率与混合摩擦阶段轴向力的增加率相等

$$\frac{F_{ax,max} - F_{axv}}{t_m} = \frac{F_{ax,fin} - F_{ax,max}}{t_s} \quad (2.62)$$

$$\text{所以 } F(t) = F_{ax,max} + \frac{F_{ax,fin} - F_{ax,max}}{t_s} \cdot t = F(t) = F_{axv} + \frac{F_{ax,max} - F_{axv}}{t_m} \cdot t \quad (2.63)$$

此外固体摩擦系数 f_s 与干摩擦系数不相等。干摩擦发生于两个干燥无润滑的固体之间，而固体摩擦发生于两个已经接触的但又有润滑油存在与接触固体之间摩擦。考虑到两个锥面的粗糙度，在固体之间总是有润滑油的。虽然没有形成连续的油膜，但对摩擦系数有影响，不会达到干摩擦的系数值。

首先表达扭矩如下：

$$M = \frac{f_s F_{ax}(t) r_m}{\sin \alpha} \left(1 + \frac{1}{3} \left(\frac{b}{r_m} \right)^2 \sin^2 \alpha \right) = \lambda f_s F_{ax}(t) \quad (2.64)$$

然后研究啮合齿轮的动态方程：

$$\theta_R \frac{d\omega_R}{dt} = M \quad (2.65)$$

代入式 (2.65) 并且对等式积分：

$$\int_{\omega_{Rm}}^{\omega_R} d\omega_R = \int_0^1 \lambda f_s \left(F_{ax,max} + \frac{F_{ax,max} - F_{axv}}{t_m} t \right) dt \quad (2.66)$$

在这种情况下，啮合齿轮的瞬时转速如下式：

$$\omega_R(t) = \omega_{Rm} + \frac{\lambda f_s}{\theta_R} \left(F_{ax,max} t + \frac{F_{ax,max} - F_{axv}}{2 \cdot t_m} t^2 \right) \quad (2.67)$$

有初始值 $\omega_R(0) = \omega_{Rm}$ 。同步的条件是：当 $t = t_s$ 时， $\omega_R(t_s) = \omega_C$ ，代入上式变换得：

$$\frac{F_{ax,max} - F_{axv}}{2 \cdot t_m} t_s^2 + F_{ax,max} \cdot t_s - (\omega_C - \omega_{Rm}) \frac{\theta_R}{\lambda f_s} = 0 \quad (2.68)$$

这是一个经典的一元二次方程，其中

$$a = \frac{F_{ax,max} - F_{axv}}{2 \cdot t_m}, \quad b = F_{ax,max}, \quad c = -(\omega_C - \omega_{Rm}) \frac{\theta_R}{\lambda f_s}$$

考虑到摩擦系数的大小, 判别多项式是正, 有两个解。且判别多项式的平方根比 b 稍大, 所以有一个正解和一个负解。正解即为同步所需要的时间 t_s 。

2.5 双相冲击模型和拨转模型

2.5.1 同步环拨转阶段模型

当结合套开始在同步环上滑动时, 发生同步环的拨转。而同步环的速度由零逐渐增加到一个给定值, 这个给定值的大小取决与做轴向加速所需要的时间和啮合齿轮的尺寸, 有好几种情况。认为在角速度同步阶段吸收了摩擦热的同步环由于散热而直径变小, 卡滞在啮合齿轮锥面上, 且锥面之间的摩擦力矩等于零。

① 同步环拨转开始阶段

同步环的拨转需要克服损失力矩以及等效到啮合齿轮锥面的相关零部件的等效转动惯量。损失力矩的计算见 2.7 部分。

拨转系统的等式为:

$$F_{ax} \cdot r_2 \frac{1 - f_s \cdot \tan \beta}{f_s + \tan \beta} = M_{loss} + \theta_R \cdot \varepsilon \quad (2.69)$$

轴向加速度为:

$$a_{ax} = \frac{\Delta v_{ax}}{\Delta t} \quad (2.70)$$

式中 Δv_{ax} ——拨转时结合套轴向速度的变化;

Δt ——轴向速度变化的时间, 即拨转的时间。

结合套轴向速度为:

$$v_{ax} = a_{ax} \cdot t \quad (2.71)$$

切向的加速度为:

$$a_{ig} = a_{ax} \cdot \tan \beta \quad (2.72)$$

角加速度为:

$$\varepsilon = \frac{a_{ig}}{r_2} \quad (2.73)$$

所以啮合齿轮的角速度为:

$$\omega_R = \omega_{R0} + \varepsilon \cdot t \quad (2.74)$$

轴向力为:

$$F_{ax} = \frac{f_s + \tan \beta}{1 - f_s \cdot \tan \beta} \cdot \frac{M_{loss} + \theta_R \cdot \varepsilon}{r_2} \quad (2.75)$$

假如轴向加速过程的位移小于同步环锁止齿锁止斜面的轴向长度, 即

$$a_{ax} \cdot \frac{\Delta t^2}{2} < x_1 \quad (2.76)$$

则在同步环拨转的最后阶段有下列情况。

② 同步环拨转最后阶段

此时结合套已达到给定的轴向速度，拨转的速度不变。所以这时只需要克服阻力损耗，给出轴向力的等式如下：

$$F_{ax} = \frac{f_s + \tan \beta}{1 - f_s \cdot \tan \beta} \cdot \frac{M_{loss}}{r_2} \quad (2.77)$$

2.5.2 自由滑动阶段

假如结合套花键端斜面越过同步环锁止齿斜面，结合套继续轴向加速，显然啮合齿轮的角速度不再受此影响。在这种情况下，必须克服另一种形式的损失力矩，这个损失力矩是由于对同步环锁止齿侧面的摩擦引起的。这个阶段轴向力的等式为：

$$F_{ax} = \frac{f_s \cdot M_{loss}}{r_2} \quad (2.78)$$

这个等式显然可以用来描述换挡过程出现的任意的自由滑行阶段。

2.5.3 双相冲击阶段

表 2.1 同步环材料的物理变形特性

Table 2.1 Physical deformed characteristics of materials of the ring synchronizer

参数名称	青铜环	烧结环	钢环
密度 ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]	8400	7500	7860
弹性模量 E [GPa]	110	105	210
泊松比 ν [-]	0.37	0.30	0.30

在双相冲击阶段开始时，轴向力比较小，大约为 50 N，轴向速度保持不变。设计形成双相冲击的力矩如下：

- 由啮合齿轮的热胀冷缩产生的扭矩；

计算热膨胀有下式

$$\Delta l = l_0 \cdot (1 + \varepsilon \cdot \Delta T) \quad (2.79)$$

式中 ε ——热膨胀系数（青铜的热膨胀系数 $\varepsilon = 1.85 \times 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ ）

将同步环的热膨胀表示如下：

$$2\pi\Delta r = 2\pi r \cdot (1 + \varepsilon \cdot \Delta T) \quad (2.80)$$

由此可以得出：

$$\Delta r = r \cdot (1 + \varepsilon \cdot \Delta T) \quad (2.81)$$

由热变形产生的压强为：

$$p = \frac{E \cdot \Delta r \cdot e}{r_1^2 \cdot \left(1 - \frac{\nu}{2}\right)} \quad (2.82)$$

式中 e ——同步环的平均厚度；

Δr ——增加的半径；

E ——杨氏模量；

ν ——泊松比。

热胀冷缩产生的扭矩如下：

$$M_T = f_s \cdot p \cdot A \cdot r_1 \quad (2.83)$$

- 由同步环的应变变形产生的扭矩；

由残余应变变形产生的平均压强为：

$$p = \frac{E \cdot \Delta r \cdot e}{2r_1^2 \cdot \left(1 - \frac{\nu}{2}\right)} \quad (2.84)$$

同步环的应变变形产生的扭矩为：

$$M_{def} = f_s \cdot p \cdot A \cdot r_1 \quad (2.85)$$

- 损失力矩 M_{loss} ；
- 防松力矩：

$$M_{ad} = \left(M_T + M_{def} \pm M_{loss} \right) \frac{tg\kappa}{r_2} \quad (2.86)$$

式中 κ ——结合套花键端侧面防松角

综上，提出双相冲击的切向力等式如下：

$$F_{tg} = \frac{\left(M_T + M_{def} \pm M_{loss} - M_{ad} \right)}{r_2} \quad (2.87)$$

这是切向力的极限值，而切向力能由结合套的力的平衡方程算出（如图 2.8 到图 2.10 所示）。写出作用在结合套上的力的等式：

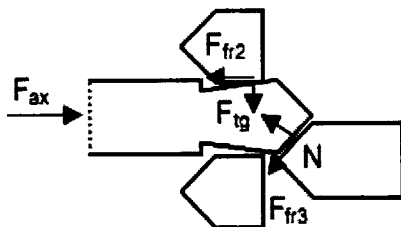


图 2.8 双相冲击阶段的力的平衡
Fig.2.8 Balance of force in the phase of double bump

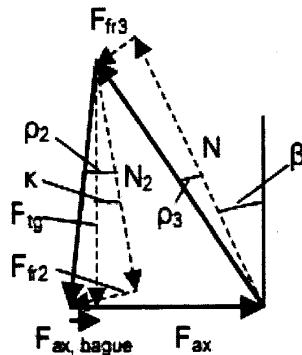


图 2.9 双相冲击阶段的力的矢量分析图
Fig.2.9 Vector triangle of forces in the phase of double bump

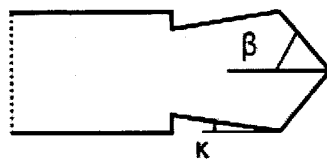


图 2.10 结合套上的锁止角 β 和防松角 κ
Fig.2.10 Angles β and κ on the sleeve

$$F_{ax} = N \cdot \sin \beta + f_3 \cdot N \cdot \cos \beta - N_2 \cdot \sin \kappa + f_2 \cdot N_2 \cdot \cos \kappa \quad (2.88)$$

$$F_{tg} = N \cdot \cos \beta - f_3 \cdot N \cdot \sin \beta = -(N_2 \cdot \cos \kappa + f_2 \cdot N_2 \cdot \sin \kappa) \quad (2.89)$$

计算出的切向力必须增加从而达到双相冲击的峰值。事实上，这个切向力的大小取决于作用在锁止斜面的方向力 N 。法向力 N 首先压溃斜面间的油膜，然后压溃表面粗糙的部分。因此，根据两斜面间的距离的不同，存在两个不同的刚度。

法向力的公式：

$$N = s \cdot h + k \cdot \dot{h}$$

- 式中 h ——斜面间的法向距离；
 s ——接触刚度（如图 2.11 所示）；
 k ——接触阻尼。

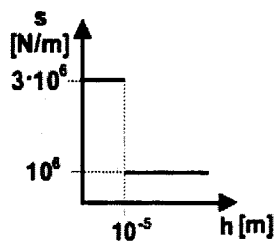


图 2.11 随法向距离变化的接触刚度
Fig.2.11 The contact stiffness as a function of the normal distance

根据转动的方向，法向距离既可能是在啮合齿的前侧斜面，也可能是在啮合

齿的后侧斜面。接触的斜面是由结合套的轴向速度、结合套与啮合齿轮的角速度关系以及啮合齿的几何尺寸决定的。且双相冲击阶段开始时结合套花键端斜面与啮合齿斜面的相对位置是随机的。

给出结合套花键端斜面与啮合齿斜面的法向距离：

结合套花键端斜面与啮合齿后侧斜面接触时：

$$h_1 = \sqrt{((1-\xi) \cdot P - L_d + dPF)^2 + (h_d - dB)^2} \cdot \cos \left(\beta - \arctan \left(\frac{h_d - dB}{(1-\xi) \cdot P - L_d + dPF} \right) \right) \quad (2.90)$$

结合套花键端斜面与啮合齿前侧斜面接触时：

$$h_2 = \sqrt{(\xi \cdot P - L_d - dPF)^2 + (h_d - dB)^2} \cdot \cos \left(\beta - \arctan \left(\frac{h_d - dB}{\xi \cdot P - L_d - dPF} \right) \right) \quad (2.91)$$

式中 dB ——结合套的轴向位移： $dB = v_{ax} \cdot t$ ；

dPF ——啮合齿轮的切向位移： $dPF = (\omega_R - \omega_C) \cdot r_2 \cdot t$ ；

P ——啮合齿齿距；

ξ ——结合套与啮合齿轮相对位置的随机系数。

其他参数如图 2.12 和图 2.13 所示：

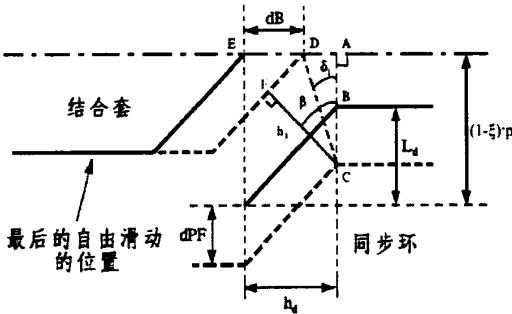


图 2.12 法向距离 h_1 的确定

Fig.2.12 The definition of h_1

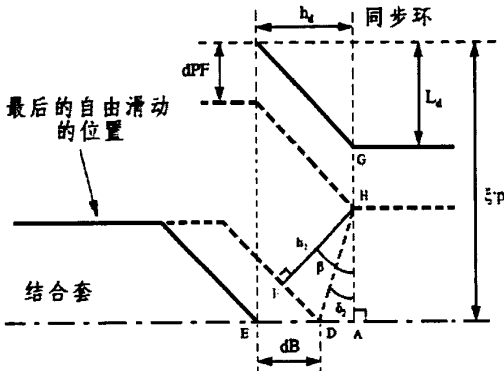


图 2.13 法向距离 h_2 的确定

Fig.2.13 The definition of h_2

2.5.4 双相冲击爬升阶段轴向速度的变化

为了对接下来的一个阶段——啮合齿轮拨转阶段（见下一节）进行优化的操作，有必要对双相冲击爬升阶段进行研究。事实上，假如啮合齿轮拨转时受到结合套 $96\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$ 的最大的轴向速度的冲击，同步器运行时将会产生几千牛顿的拨转力。因此，如果能在啮合齿轮拨转开始之前减小结合套的轴向速度，则轴向力的大小将变得更为合理。

如前所述，在同步阶段结束时，结合套的轴向速度为零，且结合套与啮合齿轮的角速度相等，解除锁止。在轴向力的作用下，结合套以不变的加速度轴向向前移动，在与同步环的拨转和啮合过程中，轴向速度达到最大值。然后是自由滑动阶段，在这个阶段中，唯一需要克服的阻力来自轴承损失力矩和飞溅损失力矩，但是这个阻力很小，认为结合套的轴向速度不变。再接下来，当结合套花键端斜面与啮合齿斜面相接触且在斜面间形成油膜时，双相冲击爬升阶段发生。

原则上，结合套的轴向速度在以上提到的每一个阶段都可能较小。但是阻碍结合套轴向向前移动的各个阻力中，双相冲击爬升阶段斜面间的接触力是最重要的。如果接触力合适的话，结合套将会在双相冲击爬升阶段停止（轴向）下来。如第三章测试平台（BFS）上的测试图所示。

根据第三章中的测试曲线和仿真结果，认为在双相冲击爬升阶段，结合套的轴向速度减小。选定一个较小的轴向速度，对啮合齿轮的拨转是有利的。而为了在双相冲击爬升阶段结束时，使结合套的轴向速度较小，还需要选择一个合适的轴向加速度。

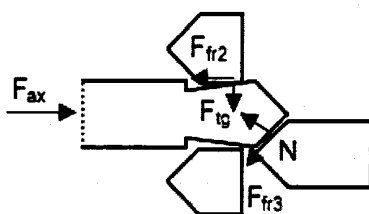


图 2.14 双相冲击阶段的力的平衡
Fig.2.14 Balance of force in the phase of double bump

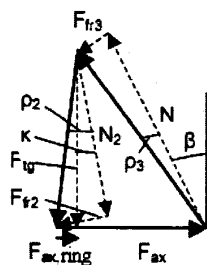


图 2.15 双相冲击阶段的力的矢量分析图
Fig.2.15 Vector triangle of forces in the phase of double bump

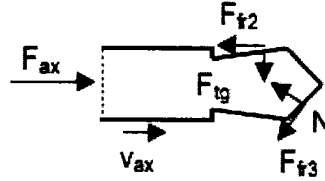


图 2.16 双相冲击爬升阶段在结合套上的作用力平衡图

Fig.2.16 Balance of forces acting on the sleeve during lifting of the double hump

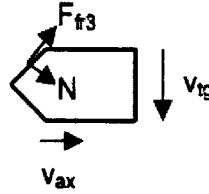


图 2.17 双相冲击爬升阶段在啮合齿轮上的作用力平衡图

Fig.2.17 Balance of forces acting on the wheel during lifting of the double hump

现在考虑结合套与啮合齿轮相互作用部分的平衡，下式描述了啮合齿轮在切向的平衡方程式：

$$F_{tg} \cdot r_2 = (N \cdot \cos \beta - f_3 \cdot N \cdot \sin \beta) \cdot r_2 = \theta_R \cdot \varepsilon_R \quad (2.92)$$

这里，作用在斜面上的法向力的切向分力是用来分离卡滞在啮合齿轮锥面上的同步环的。下式描述了结合套在轴向的平衡方程式：

$$F_{ax} + F'_{ax} = N \cdot \sin \beta + f_3 \cdot N \cdot \cos \beta - N_2 \cdot \sin \kappa + f_2 \cdot N_2 \cdot \cos \kappa \quad (2.93)$$

式中摩擦力的分阻力 F'_{ax} 比较小

$$F'_{ax} = f_3 \cdot N \cdot \cos \beta - N_2 \cdot \sin \kappa + f_2 \cdot N_2 \cdot \cos \kappa \quad (2.94)$$

转动啮合齿轮所需要的力的轴向分力为：

$$F_{ax} = N \cdot \sin \beta \quad (2.95)$$

这是静平衡的情况，假如结合套加速，则所需要的轴向分力如下式：

$$F_{ax} = N \cdot \sin \beta \pm m \cdot a_{ax} \quad (2.96)$$

式中的正负号取决于加速度的方向。假如取正号，则意味着需要作用更大的轴向力以防止结合套的轴向速度下降，所以轴向速度增加，这显然不复合我们的意图。确切的讲，我们希望减小轴向速度，所以取负号。在这种情况下，不担心结合套的速度的降低，反之，认为其是一个有利的现象。因为手动换挡的动态轴向力将由于结合套的速度下降而减小。仅仅需要施加 F'_{ax} 以补偿由于力矩损失而产生的摩擦力。当轴向速度降低到一个预先设定的值时，为了防止继续减速，需要对轴向力进行调整，施加一个较大的轴向力（如图 2.18 所示）。

通过对分离同步环所需要的轴向分力的仿真等式的研究，发现施加的轴向力的数值仿真值会出现负值的情况。这种情况只有结合套做轴向减速度运动时才会出现。认为不需要额外施加手动力，来实现拨转多需要的法向力。在刚要

达到啮合速度时，假如换挡杆推手的话司机将能感觉到这个情况。

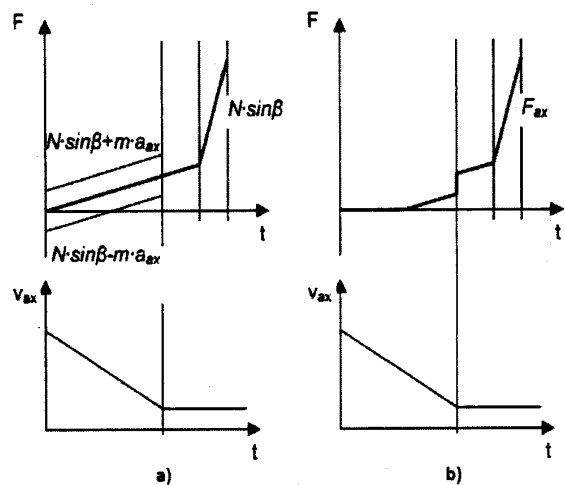


图 2.18 分离同步环所需要的轴向分力 a)和实际施加的轴向力 b)
Fig.2.18 Study for the component of axial necessary for diversion a) and axial force to perform b)

2.5.5 啮合齿轮拨转阶段

啮合齿轮拨转阶段发生于双相冲击爬升阶段之后，在这个阶段中，结合套以一个减小的较小的轴向速度向前移动，啮合齿轮相对结合套转动了 φ_R 的角度。拨转阶段的进行参考如下的等式：

$$W = M \cdot \varphi_R = \theta_R \cdot \varepsilon_R \cdot \varphi_R \tag{2.97}$$

式中 θ_R ——啮合齿轮及其相连接部分等效到啮合齿轮的等效转动惯量；
 ε_R ——角加速度；
 φ_R ——拨动角。

这里， φ_R 是常数，取决于同步最后时刻结合套与齿轮啮合齿的相对位置，这个相对位置由变量 ξ 的函数给定， ξ 具有一个从 0 到 1 的随机值（如图 2.19 和图 2.20 所示）。

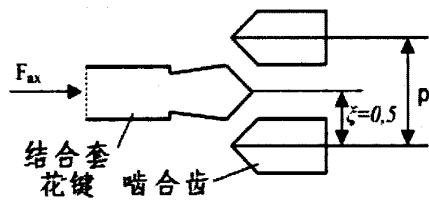


图 2.19 ξ 为 0.5 的极限情况
Fig.2.19 The limit case of ξ equals 0.5

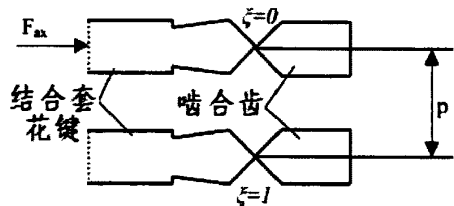


图 2.20 ξ 为 0 和 1 的极限情况
Fig.2.20 The limit case of ξ equals 0 and 1

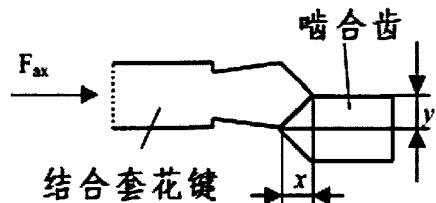


图 2.21 x 和 y 的定义
Fig.2.21 Definition of x and y

在拨转过程中，啮合齿斜面上被接触部分的切向长度为 $y = \varphi_R \cdot r_2$ ，轴向长度为 $x = \varphi_R \cdot r_2 / \tan \beta$ （如图 2.21 所示）。知道轴向速度 v_{ax} ，可以算出完成拨转所需要的时间 $t_{um} = x / v_{ax}$ 。假定切向力不变，还可以计算出拨动阶段所需要的角加速度 $\varepsilon_R = 2 \cdot \varphi_R / t_{um}^2$ 。所需要的切向力为：

$$F_{tg} = \frac{\theta_R \cdot \varepsilon_R \pm M_{loss}}{r_2} \tag{2.98}$$

由此，拨转所需要的附加的轴向力为：

$$F_{ax} = \left(\frac{2 \cdot \theta_R \cdot v_{ax}^2 \cdot \tan^2 \beta}{r_2^3 \cdot \varphi_R} \pm \frac{M_{loss}}{r_2} \right) \frac{f_3 + \tan \beta}{1 - f_3 \cdot \tan \beta} \tag{2.99}$$

等式中， θ_R 、 r_2 、 β 和 f_3 是常量，轴向力只取决于轴向速度 v_{ax} 和拨动角 φ_R 。角速度是一个可控量，可以进行设定，而拨动角不可控制。轴向力随着轴向速度的增加或者拨动角的减小而增大。

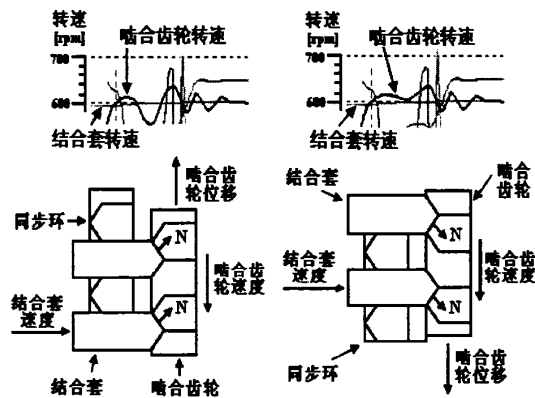


图 2.22 前后接触情况的测试和示意图
Fig.2.22 Measurements and interpretation for contacts on the frontside and backside

损失力矩的符号由结合套与锁止齿接触的斜面决定。假如结合套与啮合齿前斜面接触，损失力矩将帮助结合套使啮合齿轮转速放慢。需要的轴向力相对较小，损失力矩的取负号。假如结合套与啮合齿后斜面接触，损失力矩将阻碍结合套对啮合齿轮的加速。需要的轴向力相对较大，损失力矩的取正号。加速或减速的情况在测试图上可以清楚的看出来（如图 2.22 所示）。

在测试中双相冲击爬升阶段和啮合齿轮的拨转阶段很那区分出来，所以将这两个阶段合并在一起统称为“双相冲击”。双相冲击被认为是随机的特性，但是很难解释清楚。将该冲击现象分成两个部分，且对每个部分产生的缘由进行详细的研究。这为解释所观察到的随机的冲击现象（出现在第四章）的特性和尺寸提供了一个操作模型。

2.6 同步发热模型

摩擦力矩对啮合齿轮以及与其相连接的部分进行加速或减速，通过啮合齿轮与同步环摩擦，将在这两者之间产生热量。文献[17]提出了对发热量估算的方法。

摩擦力矩 M 和转速差 $\omega(t) = \omega_c - \omega_r$ 随着时间而改变，由此耗散功率为：

$$P = M(t) \cdot \omega(t) = P(t) \quad (2.100)$$

由于 $P = \frac{dE}{dt}$ ，则耗散的能量为：

$$E = \int_{t_s} P dt = \int_{t_s} M(t) \cdot \omega(t) dt \quad (2.101)$$

式中 t_s 为同步时间。

为了确定同步环与啮合齿轮的热量分配，使用文献[39]中的理论，考虑如下的参量：

- 标志 1 处：固定零件；
- 标志 2 处：移动零件；
- 热导率 k ；
- 密度 ρ ；
- 热容量 c ；
- 散热系数 $a = k / (\rho \cdot c)$ ；
- 滑动速度 v ；
- 滑动表面部分的实际半径 r_v ；
- 无量纲系数 $R = v \cdot r_v / (4a_2)$ ；
- 函数 $I(R) = \pi / \sqrt{R}$ ，如果 $R > 1$ 。

分配系数 σ_1 ：

• 如果 $R = 0$:

$$\sigma_1 = \frac{1}{1 + \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.102)$$

• 如果 $0 < R < 5$:

$$\sigma_1 = \frac{1}{1 + \frac{k_2}{k_1} \cdot \frac{2\pi}{\left|1 + 0.414 \cdot (1 - e^{-1.3 \cdot R})\right| \cdot I(R)}} \quad (2.103)$$

• 如果 $R > 5$:

$$\sigma_1 = \frac{1}{1 + \frac{k_2}{k_1} \cdot \sqrt{2R}} \quad (2.104)$$

固定零件吸收的热量:

$$Q_1 = \sigma_1 \cdot Q \quad (2.105)$$

移动零件吸收的热量:

$$Q_2 = Q - Q_1 \quad (2.106)$$

根据换档的条件, 同步环和啮合齿轮既可以是固定零件也可以是移动零件。假如升档 ($1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4$), 同步环将是固定零件; 假如降档 ($4 \rightarrow 3 \rightarrow 2 \rightarrow 1$), 则啮合齿轮是固定零件。

根据文献[39], 两个零件接触表面的最高温度是相等的: $T_{1\max} = T_{2\max}$ 。使用如下的公式计算两零件锥表面的温升:

$$\Delta T_{1sur} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \sigma_1 \cdot q \cdot \frac{c}{k_1} \quad (2.107)$$

$$\Delta T_{2sur} = \frac{1}{\sqrt{\pi^3}} (1 - \sigma_1) \cdot q \cdot \frac{c \cdot I(R)}{k_2} \quad (2.108)$$

式中 q 为热通量。

热通量 q 和热流量 Q 的计算如下:

$$q = f_s \cdot p \cdot v = f_s \cdot \frac{F_{ax}}{\sin \alpha \cdot A} \cdot (\omega_c - \omega_R) \cdot r_1 \quad (2.109)$$

$$Q = \iint_A q dA dt \quad (2.110)$$

使用传统公式计算零件体温:

$$\Delta T_1 = \frac{Q_1}{C_1 \cdot m_1} \quad (2.111)$$

$$\Delta T_2 = \frac{Q_2}{C_2 \cdot m_2} \quad (2.112)$$

2.7 同步损耗模型

2.7.1 飞溅损失

变速箱中的齿轮几乎都要或多或少的浸润到油液中转动。由于浸润面受到油液粘性力矩的作用，而使得齿轮转速趋于变慢的现象称为飞溅损失（如图 2.23 所示）。

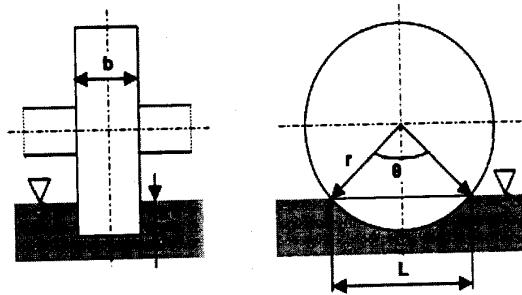


图 2.23 飞溅损失计算图

Fig.2.28 Ratings for calculating the torque bubbling

根据浸润半径的比例，给出飞溅损失的计算公式。

- 假如 $\frac{k}{r} < 0.9$ ，根据文献[40]，则有

$$M = \frac{\rho \cdot v^2}{2} \cdot r \cdot A \cdot C_M \quad (2.113)$$

式中 A ——浸润面积；
 C_M ——力矩系数。

浸润面的计算：

$$A = A_{lat} + A_{cir} + A_{dent} \quad (2.114)$$

两侧的面积：

$$A_{lat} = r^2 (\theta - \sin \theta) \quad (2.115)$$

圆周的面积：

$$A_{cir} = r \cdot \theta \cdot b \quad (2.116)$$

齿牙的面积：

$$A_{dent} = 2 \cdot \frac{n\theta}{2\pi} \cdot b \cdot \frac{h}{\cos \alpha} \quad (2.117)$$

式中 α 为齿轮啮合角。

力矩系数：

如果 $Re < 2000$ ：

$$C_M = \frac{20}{Re} \quad (2.118)$$

如果 $Re \in [2000, 10^5]$ ：

$$C_M = 8.6 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt[3]{Re} \quad (2.119)$$

如果 $Re > 10^{-5}$:

$$C_M = \frac{5 \cdot 10^8}{Re^2} \quad (2.120)$$

雷诺数:

$$Re = \rho \frac{v \cdot l}{\mu} = \rho \frac{\omega r \cdot l}{\mu} \quad (2.121)$$

式中 l ——浸润侧面油液位置的弦长, $l = 2r \cdot \sin\left(\frac{\theta}{2}\right)$.

$$\text{式中 } \theta = 2 \arccos\left(1 - \frac{k}{r}\right).$$

• 假如 $1.3 < \frac{k}{r} < 1.9$, 根据文献[41], 则有

雷诺数:

$$Re = \rho \frac{v \cdot \theta \cdot r}{2\mu} = \rho \frac{\omega r \cdot \theta \cdot r}{2\mu} \quad (2.122)$$

力矩系数:

$$C_M = \frac{c_0 + c_1 \cdot \omega + c_2 \cdot \omega^2}{\psi \cdot Re} \quad (2.123)$$

式中

$$\begin{aligned} k_0 &= \frac{k}{r} - 1.3 \\ \psi &= 0.17 + 0.13 \left(1 - e^{-\frac{k_0}{0.05}}\right) \\ c_0 &= 0.03 + 0.193 \left(1 - e^{-\frac{k_0}{0.025}}\right) \\ c_1 &= 2.9 \cdot 10^{-5} + 0.012 \left(1 - e^{-\frac{k_0}{0.12}}\right) \\ c_2 &= -0.103 \cdot 10^{-5} + 0.323 \cdot 10^{-5} \left(1 - e^{-\frac{k_0}{0.13}}\right) \end{aligned}$$

• 假如 $0.9 < \frac{k}{r} < 1.3$, 认为力矩系数在两个边界值之间呈线性规律变化。

力矩系数为:

$$C_M = C_M(0.9) + (C_M(1.3) - C_M(0.9)) \frac{\frac{k}{r} - 0.9}{0.4} \quad (2.124)$$

2.7.2 轴承、轴密封挡圈的损失

在变速箱传动轴上, 使用滑动轴承或滚针轴承, 还有轴密封挡圈。在各个轴承中, 油液阻止切变位移。参考文献[24], 计算滑动轴承和推力轴承的损失, 根据

文献[41], 计算滚针轴承的损失。

滑动轴承的扭矩损失:

$$M_{pal} = \frac{2\pi \cdot \mu \cdot r^3 l \omega}{R - r} \quad (2.125)$$

式中 l ——轴承的宽度;

R ——轴承的外径;

r ——轴承的内径;

ω ——内外圈相对转速。

滚针轴承的扭矩损失:

当 $v \cdot n \geq 2000$ 时

$$M_{aig} = z \cdot \frac{1}{10} \cdot f_0 \cdot (v \cdot n)^{\frac{2}{3}} \cdot D^3 \quad (2.126)$$

当 $v \cdot n < 2000$ 时

$$M_{aig} = z \cdot 16 \cdot f_0 \cdot D^3 \quad (2.127)$$

式中 z ——滚针的数量;

f_0 ——轴承的摩擦系数;

v ——运动粘度, 单位为里斯 cSt ($1 \text{ cSt} = 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$);

n ——转速, 单位为 rpm;

D ——轴承的平均直径。

推力轴承的扭矩损失:

$$M_{butax} = \frac{\pi \cdot \mu \cdot (R^4 - r^4) \omega}{h} \quad (2.128)$$

式中 h ——滑动表面之间油液的厚度;

R ——轴承外径;

r ——轴承内径;

ω ——内外圈相对转速。

根据文献[41], 计算变速箱输入轴上轴密封挡圈(油封)的扭矩损失:

$$M_{spi} = 0.06 + 0.06 \left(1 - e^{-\frac{1000}{n}} \right) \quad (2.129)$$

式中 n 为转速, 单位为 rpm。

2.8 换档过程的粘滑模型

在换档过程中, 结合套的轴向速度变化较大。事实上, 结合套从啮合位置开始加速, 然后减速, 然后在同步阶段时停下来。同步阶段之后, 又开始加速, 移动同步环, 并且与下一个啮合齿轮发生冲击形成啮合, 最后完全停止。在整个过

程中，结合套滑过花键、锁止齿和啮合齿且承受变化的切向力的作用。所以，认为在结合套的移动过程中，发生粘滞滑行现象。根据文献[42]，建立以下的模型讨论粘滞滑行现象。

将结合套视为放置在传送带上的质量块，且用弹簧和阻尼与固定的墙面相连（如图 2.24 所示）。 F 是作用在结合套上切向力，传送带速度代表结合套轴向速度。

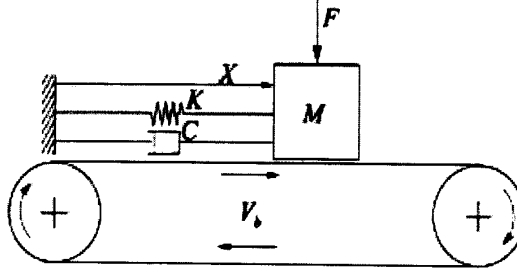


图 2.24 粘滞滑行研究模型^[42]
Fig.2.24 Model to study the stick-slip^[42]

系统的运动方程为：

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx + \mu(\dot{x} - v_b)F = 0 \quad (2.130)$$

相关的参数为：

- m ——振动物块的质量；
- x ——质量块的位移；
- F ——滑移面的法向力；
- v_b ——振动速度；
- c ——轴向阻尼；
- k ——轴向刚度。

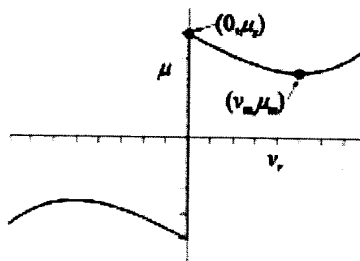


图 2.25 摩擦系数和相对滑动速度的关系图^[42]
Fig. 2.25 The coefficient of friction as a function of the relative velocity^[42]

具有三个变量（如图 2.25 所示）的摩擦系数函数为：

$$\mu(v_r) = \text{sign}(v_r) \cdot \mu_s - \kappa_1 v_r + \kappa_3 v_r^3 \quad (2.131)$$

式中 v_r 为相对滑动速度： $v_r = \dot{x} - v_b$

$$\kappa_1 = \frac{3}{2} \cdot \frac{\mu_s - \mu_m}{v_m}$$

$$\kappa_3 = \frac{1}{2} \cdot \frac{\mu_s - \mu_m}{v_m^3}$$

式中 μ_s ——静摩擦系数;
 μ_m ——摩擦系数的最小值;
 v_m ——摩擦系数最小时的相对滑动速度。

为了促进对粘滑运动的研究, 将坐标远点选在摩擦力与弹簧力的平衡位置。
 则在原点位置有下列等式:

$$t = 0: x = x_0; \dot{x} = 0; \ddot{x} = 0$$

则力的平衡方程为:

$$kx_0 + \mu(-v_b)F = 0 \quad (2.132)$$

由此, 得出系统位移的原点为:

$$x_0 = \frac{-\mu(-v_b)F}{k} \quad (2.133)$$

根据法向力 F 和激振速度 v_b , 通过求解微分方程, 可以得到不同类型的滑动。根据参数的变化, 可以得到纯滑动、带有周期震荡的滑动和粘滞滑动。对该滑动进行了详细的分析研究, 采用无量纲的运动方程来简化对振荡系统的描述。但是这个运动方程只有当滑动过程中的法向力和激振速度保持不变的情况下才有效。而在时间的滑动情况中, 这两个参数变化较大, 所以使用无量纲运动方程是更好的。

2.9 本章小结

本章基于对换档操作过程中各基本现象的更深层次的理解, 做出了与换档理论以及观测现象一致的假设, 对相关文献提到的基本模型进行了甄别完善和创新, 建立了同步过程各阶段的运动学、动力学分析模型, 同步耗散、发热模型, 换档质量感知以及粘性滑动等子模型。形成了包含各同步现象在内的完整而又详细的同步换档模型。

下一步将对不同的结果进行编程规划并且整合这些子模型以完成换档操作的软件仿真。

3 数值仿真与实验验证

3.1 数值仿真

3.1.1 引言

对变速器换档操作过程建模，必须考虑四个部分（如图 3.1 所示）。分别为：同步器、变速箱的已同步部分、未同步部分以及换档机构。即将同步部分包括第一轴及离合器的从动盘、中间轴及其上的齿轮以及与中间轴上齿轮相啮合的第二轴上的常啮合齿轮；已同步部分从输出轴一直延伸到汽车齿轮，而换档机构则从换档手柄一直延伸到与同步器结合套接触的拨叉。每个部分都是一个动力系统，有各自的惯量、刚度和阻尼。变速器的这些部分通过同步器连接在一起，与同步器相互作用，受到几何条件以及同步器中不同大小的摩擦力的限制。

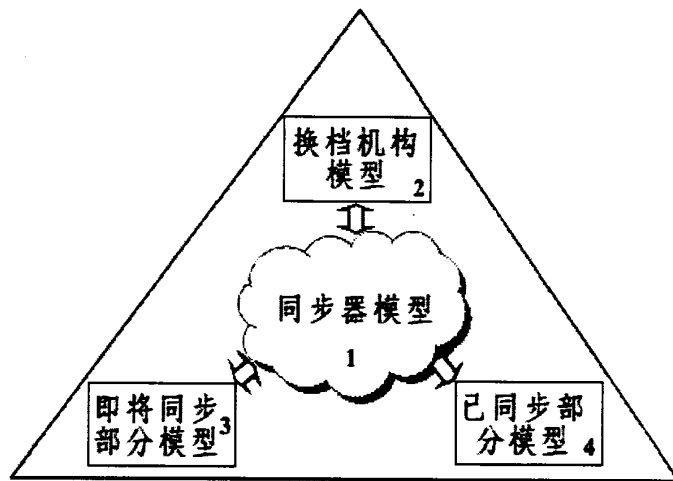


图 3.1 换档模型
Fig. 3.1 Shift model

本文通过对同步器部分建模，应用力的静态平衡和动态平衡法则描述换档操作行为，处理换档操作过程中出现的问题。通常，动态等式是不稳定的，零件可以移动，位置可以变化。所以首先使用准静态法对其他三个部分进行计算。按照换档时间将换档过程分解成各个阶段，分阶段研究相关等式。而对同步器单独进行动态的研究，然后将可能产生的动态力与静态平衡力叠加起来。

但是，模型并不完全真实，主要的不同点在于换档过程的最开始和最后阶段。在模型中，换档由空档位置出发，结合套以不变的轴向速度移动。而在换档结束时，结合套以不变的轴向速度与齿轮啮合齿啮合后而缓和下来，没有考虑最后时刻结合套与啮合齿轮相碰撞时的轴向力的爬升。

考虑上一章所列出的相互关联的基本模型，对同步器模型进行分析（如图 3.2

所示)。



图 3.2 同步器模型的组成
Fig. 3.2 Composition model of the synchronizer

3.1.2 数值模型

有两种方法可以完成这个综合的数值模型。第一种方法通过选择一个合适的语言环境，对相关零件的力学仿真模型进行整合，然后根据软件所作出的假设，定义零件和外加力之间各种不同的联系。最后，通过植入到软件中的算式得到仿真结果。这种方法的优越性在于其执行过程相对比较简单，而其缺点在与需要预先定义逻辑算法，精确度不高。通常因为对换档操作特性缺乏详细了解而无法对力学模型的定义作出恰当的假设。

第二种方法是基于具体的数学模型，将换档过程中的特定的现象开发成软件。这类软件的优点在于其专用性，能体现模型的算法并作出最合适的计算。另外，还可以根据需要，选定计算的精度。其缺点在于软件的开发需要耗费较多的时间。

方法的选定取决于研究的目的和电脑配置。对于本文研究，开发一个简单而又详细的专用软件是一个比较合理的方案。

为了对整个换档行为建模，有必要建立如下的各个子系统（如图 3.3 所示）：

- 同步器 1
- 换档机构 2
- 已同步的传动系统 3
- 未同步的传动系统 4

每个子系统的输入数据是：

- 几何参数；
- 外部力
- 弹性特性

为了使数值模型具有输出功能, 便于输出数据与直接测量的数据进行对比, 还需要对其进行进一步开发。

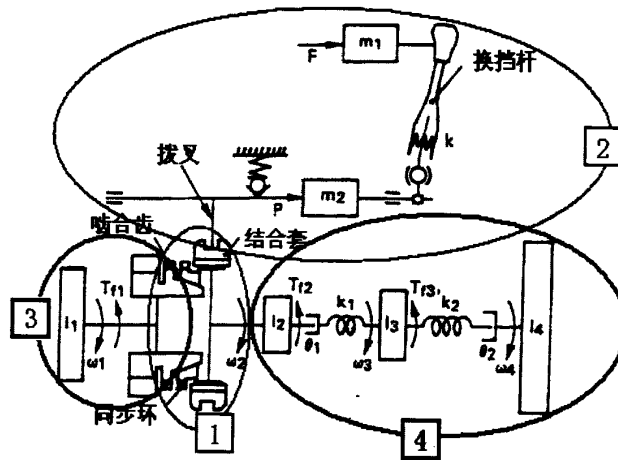


图 3.3 总体换档模型
Fig. 3.3 Global model shift

3.1.3 软件仿真

通过对文献中提出的相关模型进行分析, 提出同步器的仿真软件, 该软件基于 C++ Builder, 可以实现:

- 获得结果并且能和文献中的结果进行比较;
- 分析换挡中不同因素的重要性。

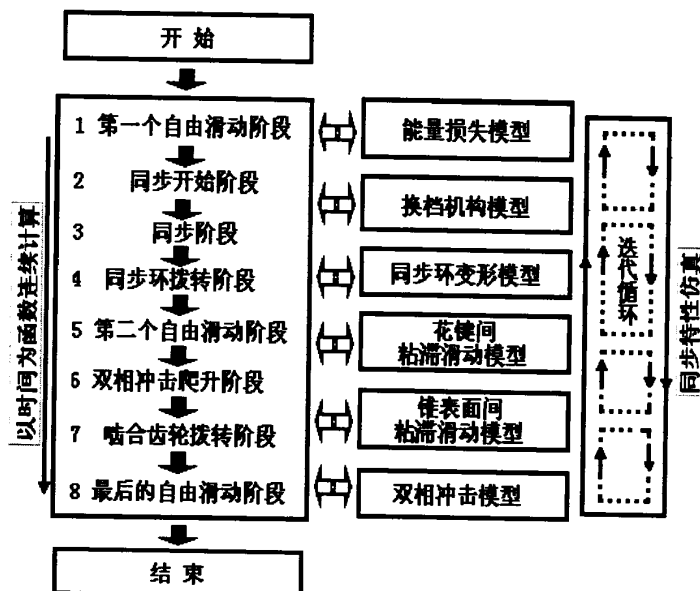


图 3.4 仿真软件的流程图
Fig. 3.4 Flowchart of the simulation software

软件的模块结构流程图如图 3.4 所示。该模块结构流程图一方面按照各个换档

阶段的时间顺序，另一方面包含了每个操作阶段的计算模块。接下来则是提出软件的算法。

软件以时间为函数，包括把个主要的部分（如图 3.4 所示）。第一部分描述了换档的初始阶段，结合套由于一个较小的不变的轴向力的作用而离开空档位置（如图 3.5 所示），当同步环与啮合齿轮锥面间的距离减小到一定程度，且锥面间的粘滞摩擦力矩足够大时，该阶段结束。在这个结束时刻，结合套轴向的速度和加速度具有非零值，它们将是下一阶段的初始值。

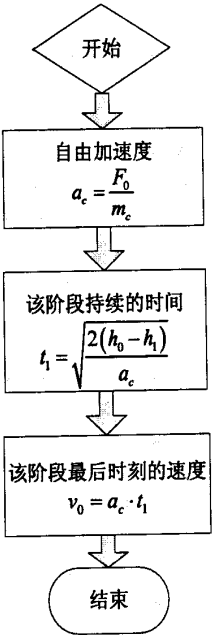


图 3.5 仿真软件的第一部分：换档准备阶段
Fig. 3.5 The first part of the simulation software: Start of range

接下来的一个部分描述了流体动力摩擦阶段（粘滞摩擦阶段）（如图 3.6 所示）。在这一阶段中，给定了较短的持续时间、小的轴向加速度以及不变的轴向速度，使用 2.4.1 节提到的等式计算轴向力和摩擦力矩，且根据锥面间的距离，考虑压力增加的影响计算粘滞摩擦系数。当锥面间的距离小到足以在锥面间形成一层很薄的油膜且形成锁止时，该阶段结束。而为了破坏油膜且很好的排除油液，在同步环上加工有径向沟槽。还考虑了沟槽的几何形状及其相关参数对轴向力、摩擦力矩以及摩擦系数的影响。利用时间的逐步间隔法完成计算，且把摩擦系数值、轴向力和啮合齿轮的转速写进数据文献中。

第三部分讨论了混合摩擦作用阶段的发展过程（如图 3.7 所示）。假设在这一阶段结束时完成同步，且假设在该阶段的摩擦系数与 Stribeck 指数有线性关系，而在混合摩擦作用阶段结束时，摩擦系数值达到固体摩擦的系数值。同时作出第三个假设，认为轴向力从粘滞摩擦阶段结束时的值到最大值施加的最大值之间也呈

线性变化,变化的斜率也预先给定了。最后,假设油液的粘度随着摩擦锥面间的温度而变化。当啮合齿轮与同步环的转速达到同步转速时,这一阶段结束。再一次利用时间的逐步间隔法完成计算,且把摩擦系数值、轴向力和啮合齿轮的转速写进数据文献中。

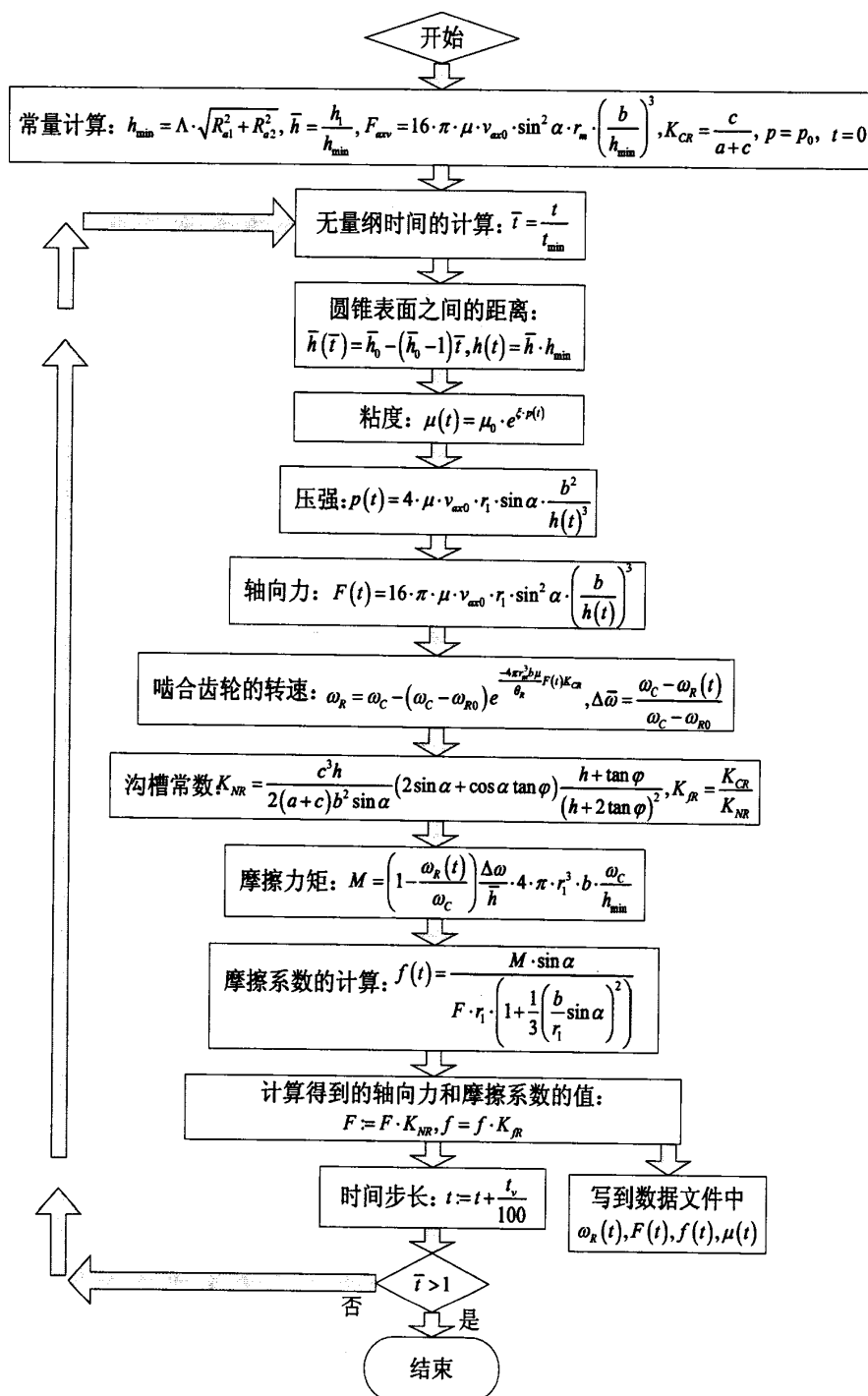


图 3.6 仿真软件的第二部分流程: 流体动力摩擦阶段 (粘性摩擦阶段)

Fig. 3.6 Flowchart of the double part of the simulation software: the phase of hydrodynamic friction

为了实现软件对啮合齿轮转速的计算，选择出现在 2.4.3 节中的数值解进行分析。事实上，分析解的计算需要相当长的时间，且参数较多时不稳定。所以使用下面的近似值：

$$\left. \frac{d\omega_R(t)}{dt} \right|_{i+1} = \frac{1}{\theta_R} (\eta_3 \cdot \omega_R(t_i) + \eta_2 + \eta_1 \cdot F_{axv} + M_{res}) \quad (3.1)$$

$$\omega_R(t_{i+1}) = \omega_R(t_i) + \left. \frac{d\omega_R(t)}{dt} \right|_{i+1} \cdot (t_{i+1} - t_i) \quad (3.2)$$

数值解求解非常稳定而快速，且可以允许参数的较大的变化。这就是该数值解求解成功并在接下来的章节中使用的原因。

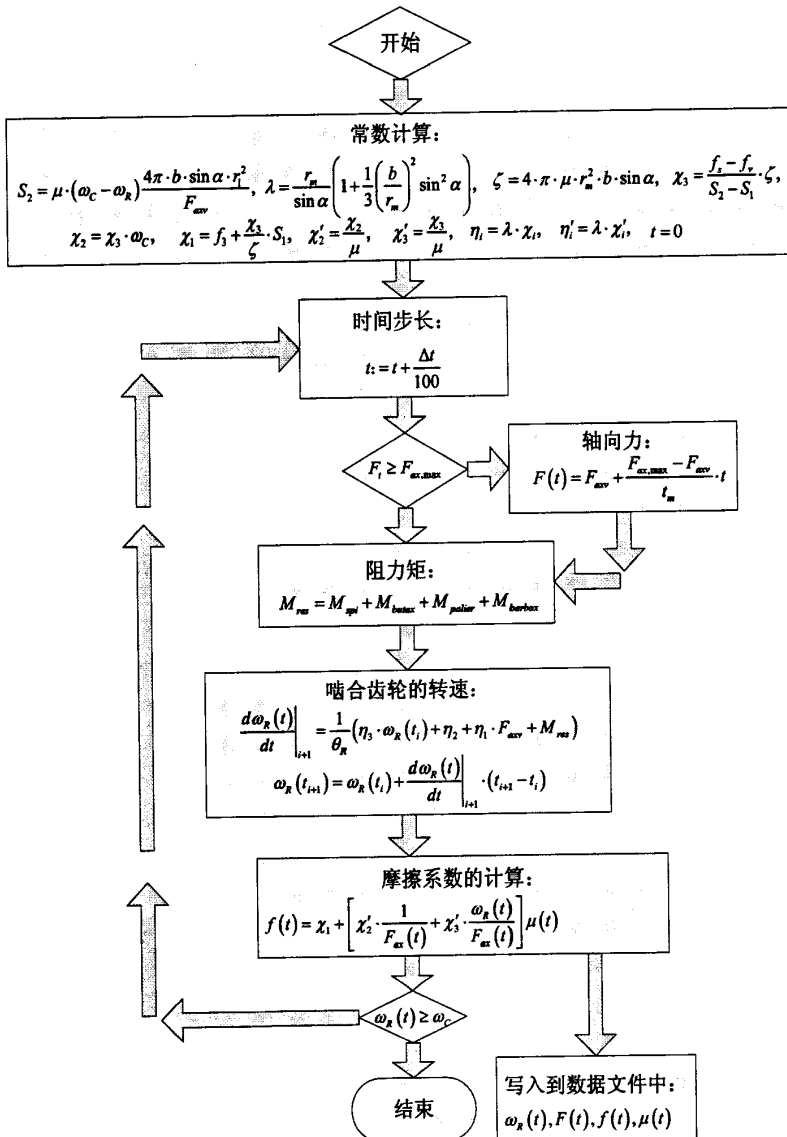


图 3.7 仿真软件的第三部分流程：混合摩擦阶段

Fig. 3.7 Flowchart of the third part of the software simulation: the phase of mixed friction

软件系统的第四部分讨论了同步环的拨转阶段，以及结合套在同步环锁止齿上自由滑动的阶段（如图 3.8 所示）。对该现象的数学模型的讨论见 2.5 节。在同步环的拨转阶段，拨叉由于受到最大的轴向力的作用而加速。然后轴向力减小到给定值，但足以保证结合套具有合适的加速度。加速度将在斜面的末端或锁止齿侧面位置停止，这取决于锁止齿的几何尺寸。软件对这两种情况都进行了分析。在斜面相互接触时发生同步环的拨转。

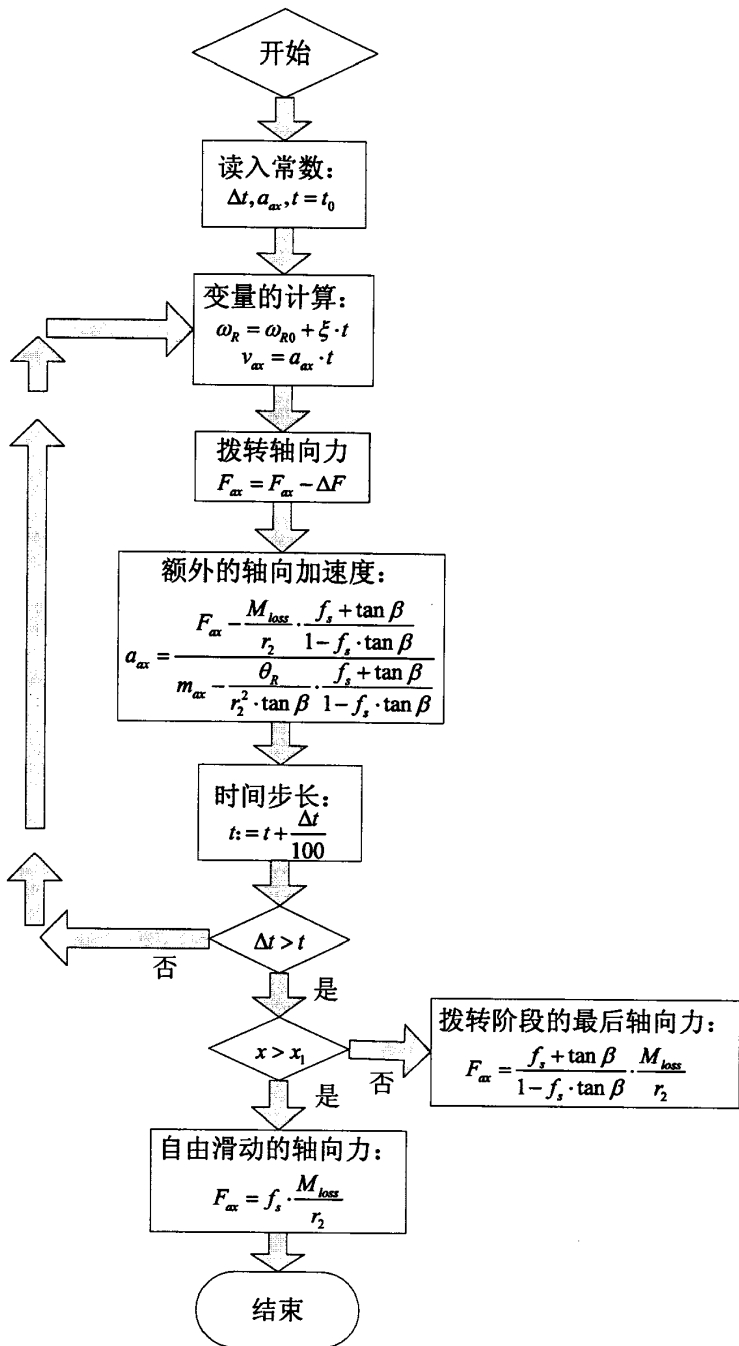


图 3.8 仿真软件的第四部分流程：同步环的拨转阶段
Fig. 3.8 Flowchart of the forth part of the software simulation: the phase of turning the ring

在达到给定的轴向速度且完成拨转后，结合套以这个速度继续向前移动。这是第五个阶段：自由滑动阶段。在这个阶段结合套从同步环锁止齿末端一直滑动到啮合齿轮啮合齿斜面前端。唯一的阻力来自花键间的摩擦，这个力是由损失扭矩的切向摩擦产生的。

第六个部分描述了双相冲击爬升阶段的系统特性（如图 3.9 所示）。同步器的双相冲击模型是由几个基本的现象叠加而成的。所以，计算冲击力时，考虑了发热、同步环的变形、损耗散热以及防松角对冲击的影响。如 1.3.4 部分，认为同步环卡滞在啮合齿轮的锥面上，阻碍了结合套的前移。为了使得啮合齿斜面的切向分力推动同步环，轴向力必须增加到足够大。如 2.5.3 节所讨论，力的爬升根据接触刚度而变化。当法向力的切向分力比卡滞阻力大时，同步环与啮合齿轮锥面松开，然后结合套继续前移。在整个冲击阶段，认为轴向速度保持不变。

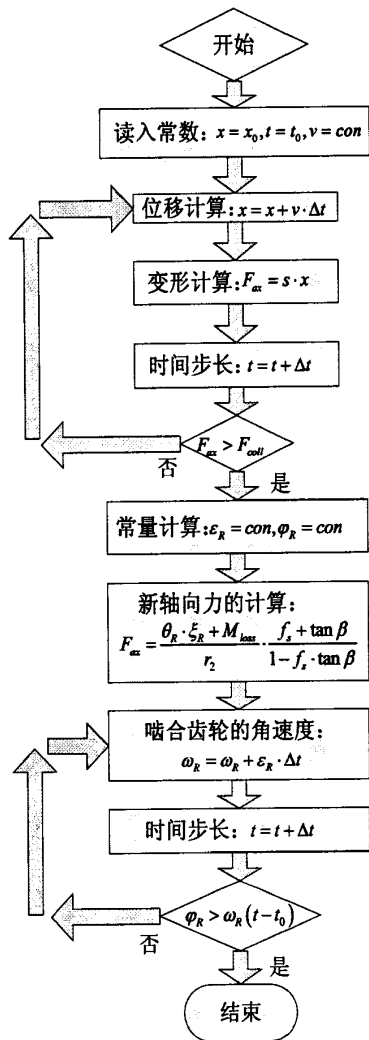


图 3.9 仿真软件的第六和第七部分流程：双相冲击爬升阶段和啮合齿轮拨转阶段
Fig. 3.9 Flowchart of the sixth and seventh parts: rise of double bump and turning the wheel

第七个部分：啮合齿轮的拨动阶段（如图 3.9 所示）。该阶段与同步环的拨动阶段一样，在拨转啮合齿轮时，轴向力从一个较大的值开始减小。紧接着滑动的过程是第八个部分，最后的自由滑动。该阶段轴向力较小。

在整个换档操作阶段，有两个软件模型考虑了粘滞滑动的影响。粘滞滑动在合适的速度和法向力的条件下发生，其数学模型见 2.8 部分。这些合适的条件能在同步器以下两处遇到：

- 结合套的花键处，当结合套轴向前移时；
- 圆锥表面间，当切向速度突然变化时。

虽然两种情况的模型相同，但是粘滞滑动的类型根据输入参数的不同而不相同。一个是轴向直线粘滞滑移，另一个是切向的粘滞滑转。滑转时，用 $\varphi = x/r$ 取代 x ，用实际力矩 $M = F \cdot r_1$ 代替法向力 F 。转动惯量能有效减小扭转振动。模型发生的范围也不一样，轴向粘滞滑行发生在轴向力较小的操作条件下，在结合套刚开始或刚停止运动的很短的时间间隔内很容易产生这样的条件。而切向粘滞滑转发生在刚要完成同步的时候，这个时候的滑转速度非常小。

计算中，由于滑动不稳定，使用欧拉运动等进行数值求解法代替文献[42]的解析求解法。数值求解法较为灵敏，更加复合系统的瞬变性。轴向粘滞滑移的等式如下：

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx + \mu(\dot{x} - v_b)F = 0 \quad (3.3)$$

式中相关参数为：

- m ——振动质量；
- x ——物块的位移；
- F ——作用在滑移面的法向力；
- v_b ——激振速度；
- c ——轴向阻尼；
- k ——轴向刚度；
- $\mu(v)$ ——以滑移速度为函数的滑动摩擦系数。

类似的，切向粘滞滑转的等式为：

$$\theta_R \ddot{\varphi} + c_\varphi \dot{\varphi} + k_\varphi \varphi + \mu(\dot{\varphi} - \omega_b)F \cdot r_1 = 0 \quad (3.4)$$

式中相关参数为：

- θ_R ——振动惯量；
- φ ——角位移；
- F ——作用在滑转面的法向力；
- ω_b ——激振角速度；
- c_φ ——扭转阻尼；

k_{φ} ——扭转刚度；
 $\mu(\omega)$ ——以滑转角速度为函数的滑转摩擦系数；
 r_1 ——摩擦锥面的半径。

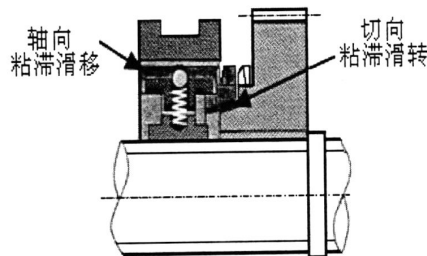


图 3.10 粘滞滑行现象存在的位置
Fig. 3.10 Location of stick-slip phenomenon

软件还运用之前章节中提到的普通的动力学方程，描述了已同步部分和换档机构的动力学模型，同样使用欧拉法对这些动力学方程求解。

软件还包括了温度的变化以及温度对粘度变化的影响。文献[17]给出了 Elf XT 油液的温度粘度图（如图 3.11）所示。

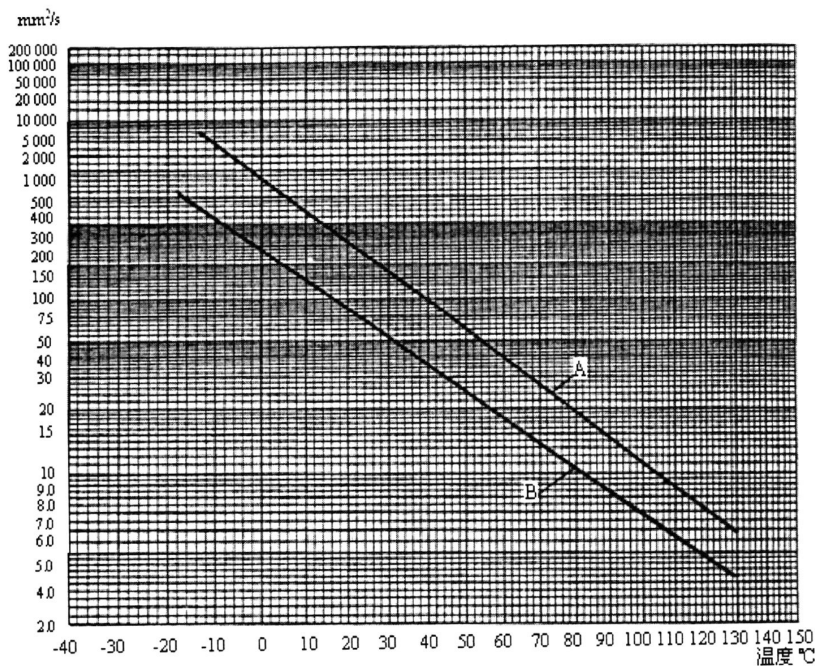


图 3.11 粘度图(A - Elf XT 1536, B - Mobil ATF D II)
Fig. 3.11 Diagram of viscosity

曲线具有高度的非线性，且单调下降，尽管如此，在给定的温度范围内（如 $40^{\circ}\text{C} < T < 120^{\circ}\text{C}$ ），能够近似的拟合合成如下的指数函数：

$$\mu(T) = 0.035989 \times 10^{-0.01554T} \tag{3.5}$$

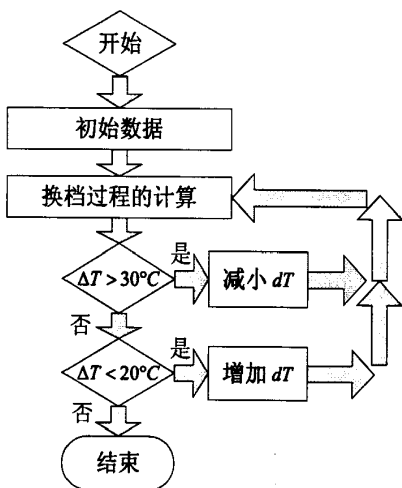


图 3.12 dT 的迭代循环流程如图
Fig. 3.12 Flowchart of the iteration to determine dT

粘度的初始值由初始温度计算得到，而粘合齿轮的转速根据 2.4 节中的等式计算。尽管如此，在不知道同步时间的情况下，无法给出温升 dT 。为了解决这个问题，假设圆锥表面的温升 dT 在 20°C 到 30°C 之间。然后根据计算得到的同步时间对温升 dT 进行迭代循环。确定 dT 的迭代循环流程如图 3.12 所示。

软件还开发了一个模块以用来检测输入参数对粘度变化的影响，输入参数的初值和终值以及迭代的次数，软件会自动计算并且立即得到计算粘度。该模块的流程如图 3.13 所示。

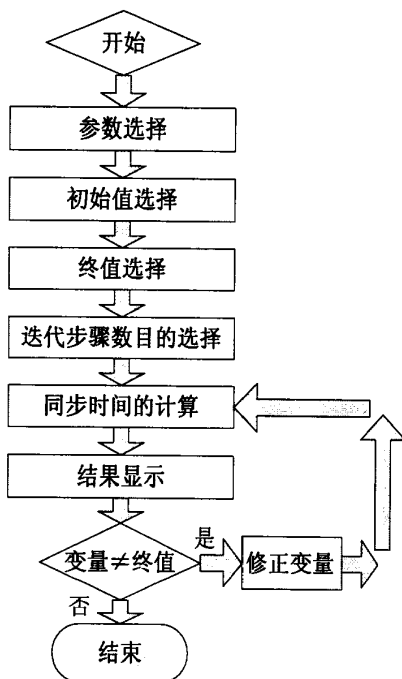


图 3.13 研究各参数影响的模块流程图
Fig. 3.13 Flowchart module of study of the influence of parameters

为了使软件对在测试平台上得到的测试曲线的研究更加方便，软件还专门设置了一个完整的数据输入界面和结果显示界面，图 3.14 和图 3.15 分别表示数据输入界面和软件计算结果界面。不但可以对多达 41 个参数进行输入设置，也可以根据需要自由选择 X 轴和 Y 轴想要表示的内容。

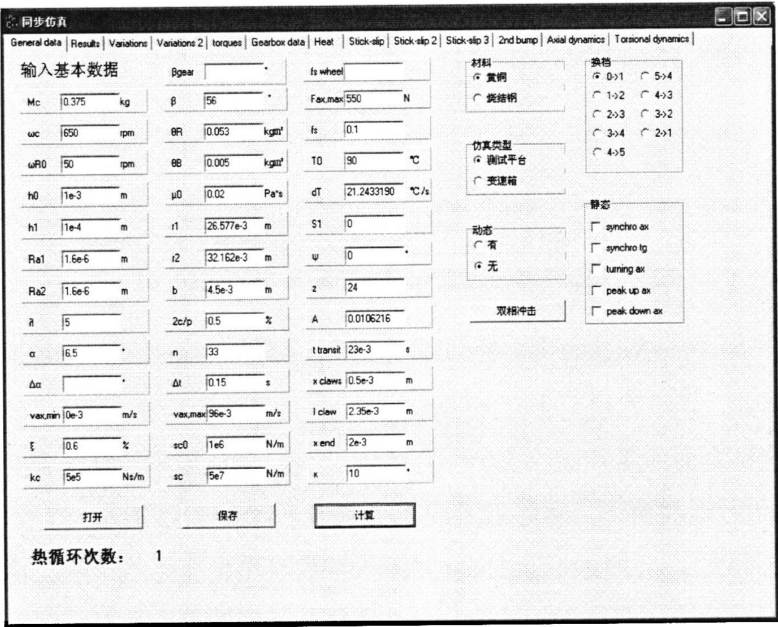


图 3.14 仿真软件的数据输入界面
Fig. 3.14 Screen of data entry of numerical simulation software

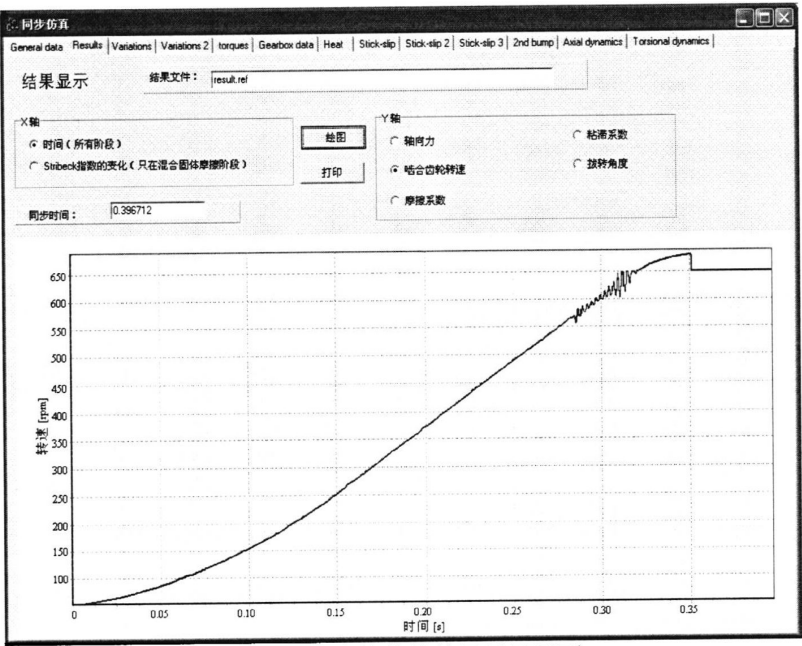


图 3.15 仿真软件的结果显示界面
Fig. 3.15 Screen of display results of numerical simulation software

3.2 实验平台测试的实验验证

3.2.1 引言

要更好的理解换挡的过程，需要进行测试。在这种情况下，可以进行三个层次的测试。第一个层次是对同步器的独立进行操作。这里，使用一个合适的测试平台（BFS），与传动链分开，只对同步器进行研究。第二个层次是与其他传动链（合适的测试平台）分开来，对变速器的换挡过程进行研究。第三个层次是在整车手动换挡条件下进行换挡的研究。

第一个层次的目标是在了解零件结构、动力学以及相互之间的联系的情况下，对测试曲线进行研究，理解其中的真实现象。第二个层次的目标在于加深对换挡特性的理解，识别且解释相关的不知道的现象。第三个层次的目的在于从理论和实践知识上对操作模型进行验证。

本文首先在同步器测试平台上（BFS）做了一系列的测试。然后将会在当前理解现状下对测试曲线做出解释且对相关现象进行识别。

3.2.2 获得结果的一般条件

为了研究测试的数据，需要了解测试平台以及平台上信号收集点的精确位置。测试数据可以在同步器、独立的传动系统或整车上获得。

在每种情况下，必须了解控制信号和他们随时间的变化。与此同时，还必须了解不同信号的不同的控制法则。所以，可以研究测试信号命令的变化所带来的影响，并且可以考虑变化的控制命令下相关的现象。

第一层次下的同步器测试平台。为了对换挡各个阶段进行仿真，需要了解它的规格参数。相关参数可以分为 3 组：必须给定的参数、允许通用的参数和可选择的参数。

必须给定的参数：

- 已同步部分的惯量
- 未同步部分的惯量
- 轴向移动的换挡机构的质量
- 锥角
- 同步环和锥面的锥角误差
- 摩擦锥面的平均半径
- 锁止齿之间的距离 P
- 锁止角
- 啮合齿轮浸油深度
- 油温
- 相关花键或锁止齿的尺寸和数量

允许通用的参数:

- 锥面的初始角速度差
- 假如不能获得同步环锥面与啮合齿轮锥面间的摩擦系数, 可以根据所使用的材料给出
- 假如不能获得同步环与结合套锁止齿斜面间的摩擦系数, 可以根据所使用的材料给出
- 假如不能获得同步环锁止齿侧面与结合套花键侧面的摩擦系数, 可以根据所使用的材料给出

选定的特性:

- 安装好的同步器距离零点的轴向位移: 结合套与同步环的轴向距离, 同步环沟槽的长度, 同步环与啮合齿轮锁止齿之间的距离, 啮合齿轮沟槽的长度, 空档位置时锥表面之间的距离。
- 润滑油的粘度以及其随温度的变化。

知道这些数据, 可以对下文中以时间为函数的测试曲线进行研究:

- 拨叉的轴向力
- 拨叉的轴向位移
- 已同步部分的角速度
- 未同步部分的角速度

根据给定的参数和测试曲线, 可以对其进行研究仿真且验证仿真的结果。

而对于测试变速箱 (第二个层次), 除了上面提到过参数的还需要以下参数:

- 变速箱内部从入口到用换挡拨叉链接部分中做轴向移动的零件的质量
- 变速箱外部从换挡手柄到链接部分的入口的做轴向移动的零件的质量
- 每个转动的齿轮的浸油深度
- 变速箱的结构: 档位数量, 同步器在轴上的安装位置, 轴的数量和相关轴的角速度。

可以对以时间为函数的测试曲线进行以下研究:

- 换挡手柄的轴向力
- 换挡手柄的位移
- 变速箱输入轴的角速度
- 变速箱输出轴的角速度

这些参数可以用来研究换挡机构和同步器已同步部分以及未同步部分的动力学特性进行研究。从这可以推出相关系统中的刚度和阻尼。

3.2.3 在同步器测试平台 BFS 上进行测试

① 同步器测试平台 BFS 的描述

第一层次的测试是在 Federal Mogul Sintered Products 公司生产的同步器测试平台（BFS）上进行的。该测试平台能在给定同步惯量的情况下对同步器加减速的特性进行测试，运动系统图如图 3.16 所示。

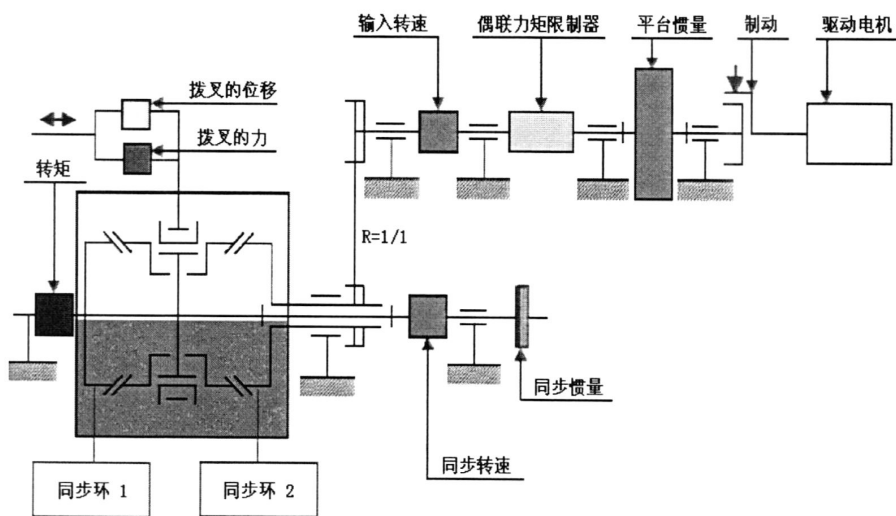


图 3.16 测试平台
Fig. 3.16 The diagram of the test bench

同步器位于图的左下角部分，其可以离开空档位置的同步轮毂与左边或右边的齿轮啮合。左边的齿轮与平台框架固定在一起。同步器结合套自由旋转，惯量被固定在末端。而右边的齿轮由电动马达通过 V 带驱动。换档拨叉与直线电动机固定在一起操作结合套的移动。换档的速度可以设置在 1 到 $100\text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ 。同步器采用油液搅动润滑，油液可以根据测试的条件加热或冷却。

一个重要的现象是齿轮 2 轴和轮毂轴之间的扰动力矩 M_{bench} 。这个力矩只跟测试平台的温度有关系，加上在测试平台上的损失力矩总共为 $3.18\text{ N}\cdot\text{m}$ ，这取决于要同步的啮合齿轮的角速度。

测试如下：首先，挂上二档。然后打开引擎且驱动第二个啮合齿轮。因为第一个齿轮直接与框架连接，换挡时，第二个啮合齿轮的角速度正好是同步器锥面的相对速度。假如达到期望的角速度，命令发出给换档拨叉，换档不停的以 1-2-1-2 或 2-1-2-1 进行，直到设置的换挡周期结束。

测试如下：首先，挂上二档。然后打开引擎且驱动第二个啮合齿轮。因为第一个齿轮直接与框架连接，换挡时，第二个啮合齿轮的角速度正好是同步器锥面的相对速度。假如达到期望的角速度，命令发出给换档拨叉，换档不停的以 1-2-1-2 或 2-1-2-1 进行，直到设置的换挡周期结束。

在测试中，与变速箱换挡有本质区别的是，假如在测试平台上提到的 1-2 档的换挡，这表示相关的同步惯量的加速，同样，2-1 档的换挡，表示同步惯量的减速。

相反，在真实的换档情况下，同步惯量在升档时减速在降档时加速。在后文的曲线中，有标明测试平台上的 1-2 档换档和 2-1 档换档。

② 在测试平台（BFS）上的测试步骤

平台是在空调室里进行以控制大气温度变化。数据的获取是在 PC 上进行的，其能同步确保平台的导引。

测试的参数是：

- 驱动马达的转速
- 被动齿轮的转速
- 拨叉的位移
- 作用在移动拨叉上的力
- 施加在固定装置（或齿轮）上的制动力矩。

测试的草案如下：在把同步器安装在测试平台上后，寻找换档拨叉轴向位移上的特征点进行标定。在测试刚开始后，首先驱动从动轮，使其快速达到与同步器成比例的速度。然后移动换档拨叉使得结合套以 $96\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$ 的不变的速度移动。换档拨叉一直向前移动直到测试的轴向力达到 100N 为止。然后，改变控制法则，用轴向力的调整代替轴向速度的控制，使得轴向力以 $2000\text{N}\cdot\text{s}^{-1}$ 增加。考虑到平台的惯性，控制法则的改变需要 20ms。然后作用在结合套的轴向力在结合套向前移动时增加到一个较大的值，且保持在那里直到同步过程结束。

那个时候锥面间的由于摩擦力矩产生的摩擦阻力几乎为零，然后换档拨叉推动结合套继续向前移动。当轴向力降低到一个给定值时，比如最大值的 60%，再一次改变换档法则。重新启用最原始的控制法则，在换档过程中以相同的轴向速度保持不变。控制法则中设置了之前提到的另一个点的轴向速度，且在移动零件的惯量的影响下结合套最终停在啮合齿轮的一侧。这些步骤在图 3.17 中能够清楚的看出来。

3.2.4 实验结果

① 双相冲击出现的迹象（信号）

通过定义双相冲击可能出现的一些标志性现象，理解测试曲线并且将之与文献中的结果做对比。可以根据同步最后阶段的出现的一些迹象（信号）预判冲击。

1) 在平台上结合套开始转动的方向

假如结合套离开 P1 位置的转速与啮合齿轮转速大小相等，方向相反，那将没有双相冲击（如图 3.17 所示）。假如开始转动的方向相同，双相冲击将会出现（如图 3.18 所示）。观察结果证实了相关文献中，认为同步开始阶段对双相冲击的产生有影响^[1,25]的这一论述。

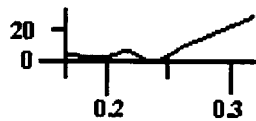


图 3.17 出现双相冲击的转动情况
Fig. 3.17 Case of startup without double bump



图 3.18 不会出现双相冲击的转动情况
Fig. 3.18 Case of startup with double bump

2) 力的上升

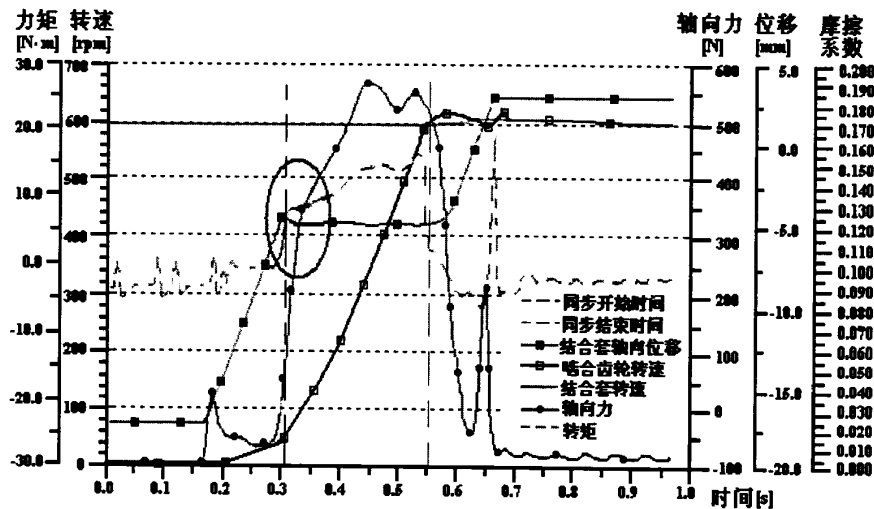


图 3.19 出现双相冲击的力的上升情况
Fig. 3.19 Rise of force in case of significant double bump

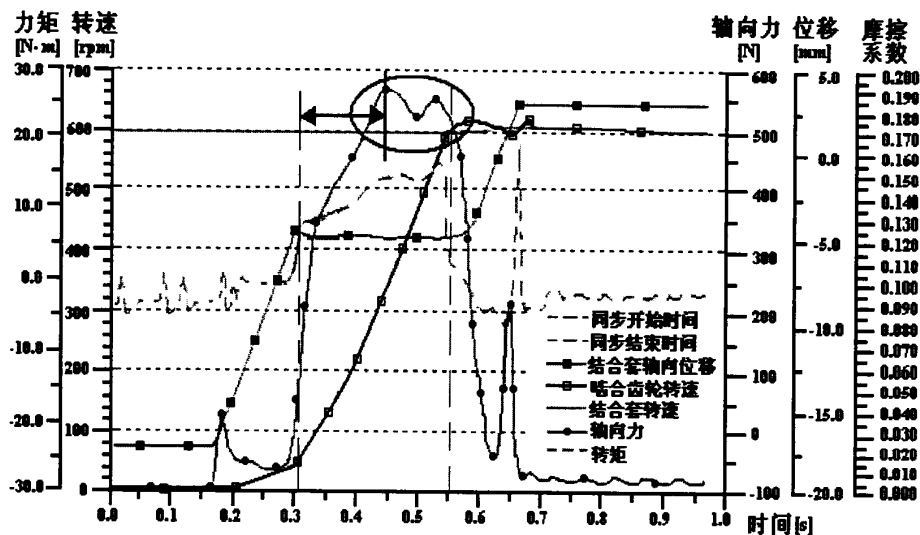


图 3.20 出现双相冲击的轴向力振动情况
Fig. 3.20 Oscillations of the axial force constant case with the double hump

力的爬升阶段短而迅敏的。首先，当测试的轴向力达到 100N 时，测试平台的控制法则发生变化，这大约持续 30ms.然后力的爬升速度近视设置为 $2000\text{ N}\cdot\text{s}^{-1}$. 所以有一个拐点出现在曲线上升时。当轴向力达到最大值时可以确定斜率的变化。假如变化较小，很难注意到，将不会出现双相冲击。相反，假如变化显著，将会

出现双相冲击（如图 3.19 所示）。拐点的确切的位置很难确定，因为它一方面由油膜破裂和沟槽排出油液的现象决定，另一方面是由法则快速变化的时间决定。

3) 不变轴向力下的冲击的数量和位置

对冲击数量的确定的一个可能的解释如下：认为 F 为常数时的振动和内部激励振动叠加，而当 F 达到最大时，振动加大。假如角频率以及该阶段经历的时间不变，冲击的数目将与最大力的有效作用时间成正比。所以假如最大的轴向力出现的较晚，将会出现双相冲击。

第一个冲击的位置的改变可以很好的在图 3.20 中看出来。假如第一个冲击出现在法则变换的初始阶段，将不会出现双相冲击。假如出现的晚一些，将很可能产生双相冲击。简而言之，对这三个现象的研究是重要的，它能预知双相冲击的出现，而如果进一步调整换挡机构的命令甚至可以作出更好的预知。

② 影响双相冲击的因素

表 3.1 青铜环的均值轴向力与峰值力的关系
Table 3.1 Relationship of real Fax and the peak for brass ring

青铜环	1	2	3
实际平均 F_{ax} [N]	535	541	544
双相冲击峰值力 [N]	50	110	525

表 3.2 烧结环的均值轴向力与峰值力的关系
Table 3.2 Relationship of real Fax and the peak for sintered ring

烧结环	1	2	3
实际平均 F_{ax} [N]	535	544	557
双相冲击峰值力 [N]	750	570	260

从测试曲线可以看出以下现象：峰值力的大小随着均值轴向力的大小而变化。而均值轴向力是平台命令和同步器相互作用的结果。对于青铜环，峰值随着作用力的增加而增加（如表 3.1 所示）。而对于烧结环，峰值随着作用力的增加而减小（如表 3.2 所示）。这可能是锥角误差（或锥角大小的不同）的影响，烧结同步环的锥角误差要大于青铜同步环。另一个有趣的现象是峰上限的存在，低于这个值的时候拨叉的轴向速度不改变。我们假设拨叉执行系统的弹性储存了转动同步环的能量。假如峰值存在，但不低于上限值，传递不会停止（如图 3.21, 3.22 所示）。平台（BFS）的上限值设置在 250N 左右，所以换挡会比那些大的上限值更舒服。

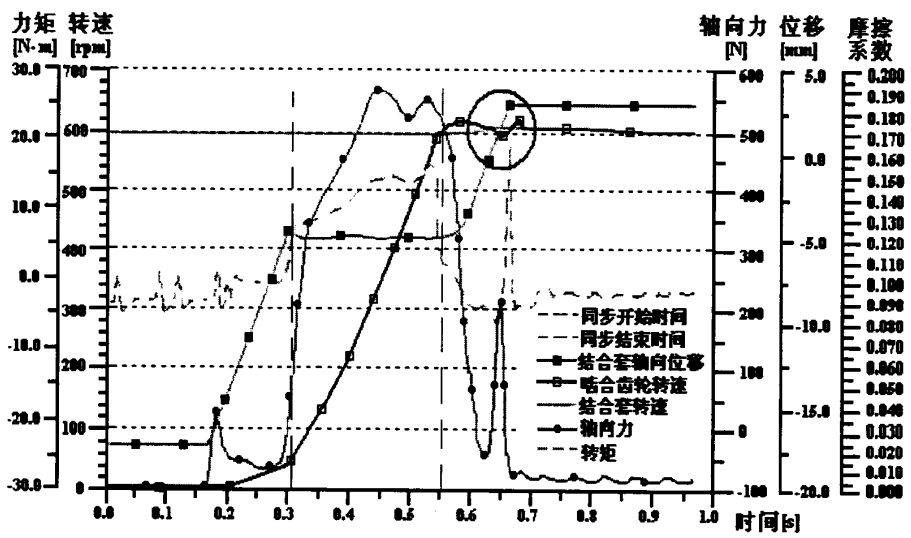


图 3.21 峰值较小：没有轴向停止
Fig. 3.21 Peak limit: no axial stop

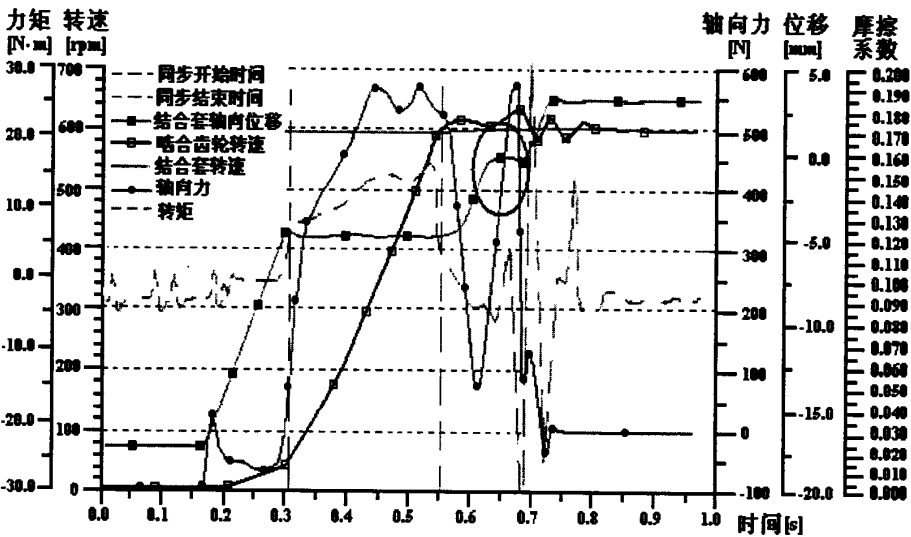


图 3.22 峰值太大：轴向停止
Fig. 3.22 Large Peak: axial stop

③ 两次同步

根据 BFS 测试平台的测试曲线和文献中的测试曲线，观察到两个角速度的同步点（如图 3.23 和图 3.24 所示）。第一次同步出现在同步自身阶段最后时刻，结合套、同步环、和啮合齿轮有相同的瞬时角速度。同步只持续了很短的时间，因为拨叉和结合套的瞬间移动，使得系统马上进入到拨转阶段。假设在同步的最后阶段，同步环粘滞在啮合齿轮上，那么在拨转阶段同步环与啮合齿轮的角速度相同而与结合套的不同。当结合套的锁止齿斜面离开同步环的锁止齿斜面（同步环拨转结束），且结合套花键锁住同步环锁止齿时，出现另一个同步。同步环、结合套与啮合齿轮的角速度再一次相同。在结合套与啮合齿轮的锁止齿斜面相遇时，可能会发生第二个拨转，这取决于同步瞬间结合套与啮合齿轮锁止齿的相对位置。

二次拨转时，同步环与结合套的角速度始终相同，而与啮合齿轮的角速度将会不同。在二次拨转结束时，达到最后的同步。随后对传动系统的测试应该更能确信这个观察结果，证实现象的存在。

④ 啮合齿和锁止齿相对位置随机现象的影响

根据测试曲线，发现有两种方式穿过啮合齿轮的锁止齿（如图 3.28 和图 3.29 所示），结合套首先推动同步环且突然碰到啮合齿轮锁止齿。在这种情况下，结合套推动啮合齿轮移动。回忆到紧随着同步现象之后同步环粘滞在啮合齿轮锥面上，然后回忆到同步环与啮合齿轮唯一的接触力是摩擦力，我们不能预知同步时啮合齿轮和同步环的锁止齿的位置。所以在在同步最后时刻整合好同步环与啮合齿轮锁止齿的相对位置。图 3.23 和 3.24 很相似。在图 3.23 中，结合套突然碰撞到啮合齿轮的前侧。这种情况下，拨转方向与啮合齿轮转动的方向相反，啮合齿轮减速。在图 3.24 中，结合套突然碰撞到啮合齿轮的后侧，测试啮合齿轮的转向与拨转方向相同，啮合齿轮加速。这个现象在测试结果中清晰可见。

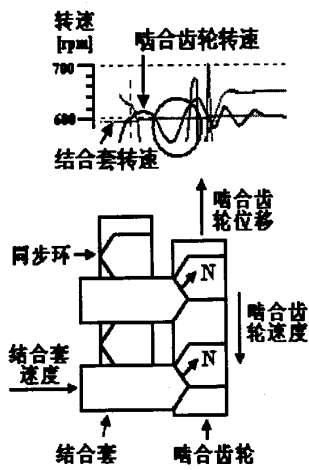


图 3.23 前侧接触
Fig. 3.23 Contact on front side

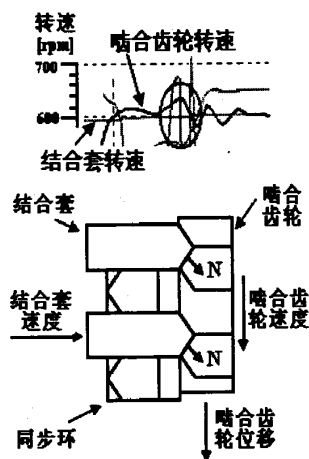


图 3.24 后侧接触
Fig. 3.24 Contact on back side

由这如果发生在两侧的碰撞连接数目相等，则可以推断出啮合齿轮的前后两侧的锁止角相等。

3.3 本章小结

本章提出了数值仿真的计算模型和算法，将各模块按照各换档阶段的时间顺序整合进了仿真软件中。并运用合适的测试平台，排除平台干扰力矩的影响获得了测试曲线，同时也根据测试结果，对同步器的测试操作做出假设，得到了合理的控制方法。并将测试数据与仿真结果进行了对比验证，且根据测试的信号，对换档操作过程的相关现象的出现作出了预判，突出了同步器动态特性的重要性。

4 双相冲击和粘滞滑行现象

4.1 双相冲击的问题

同步阶段以后，结合套继续前移应该不会受到大的阻力，轴向力本应该较小。但在实际的换档操作以及测试曲线中，却能感受或观察到在同步阶段以后较大的峰值力的出现，把这个较大的峰值力称为双相冲击。双相冲击是个随机的现象，我们不能预知换档时双相冲击出现的峰值力的大小。

在本节中，假设出现双相冲击，且认为其是由众多的内部因素共同作用的结果。因为各个初始因素会随着同步器的寿命以及瞬态的操作条件而变化，很难根据冲击力的大小确定它们的重要性。所以，本节通过与测试曲线进行比较，逐一确定这些因素及其对双相冲击的影响，然后将它们组合起来以模拟得到一个真实可信的双相冲击模型。

4.1.1 基本现象：受热膨胀

锥面上的摩擦力矩同步啮合齿轮时，摩擦消耗动能转化为热量，锥面发热。根据同步环和啮合齿轮的导热性以及相对转动的方向^[39]，确定它们的吸热分配。因为啮合齿轮的质量是同步环的几十倍，所以认为温升对啮合齿轮锥面半径的影响是可以忽略的。反之，同步环的受热膨胀较为明显。同步结束后，锥面停止发热，同步环在啮合齿轮上保持不动（没有相对转动）。由于啮合齿轮整体温度较低，热量从同步环传递到啮合齿轮。所以同步环有一定程度的收缩，卡滞在啮合齿轮锥面上，这是在形成双相冲击时发生的第一个现象^[27]。发热表面热量计算的仿真值如图 4.1 到图 4.4 所示。

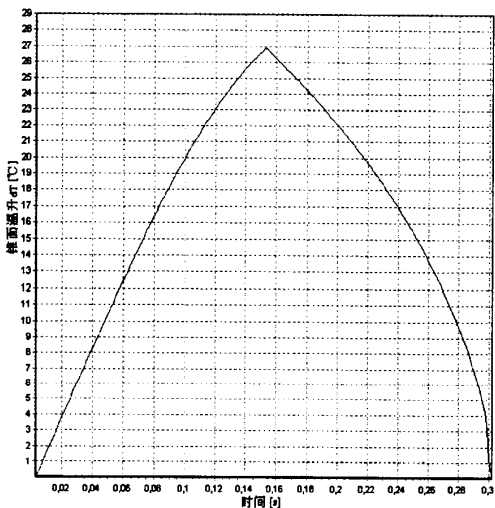


图 4.1 烧结环锥面温升 (°C)
Fig. 4.1 Heating on the tapered surface of sintered ring (°C)

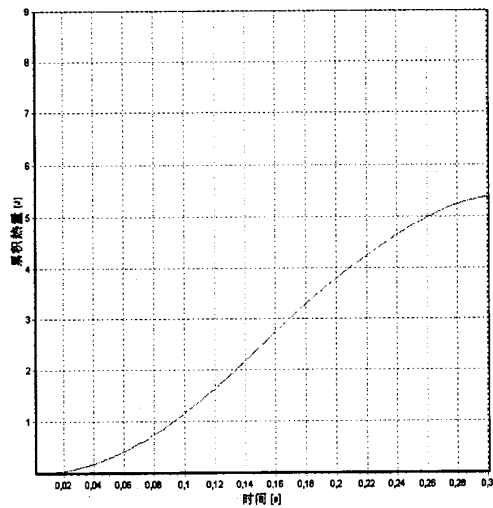


图 4.2 烧结环同步时的累积热量 (J)

Fig. 4.2 Accumulated heat during synchronization of the sintered ring (J)

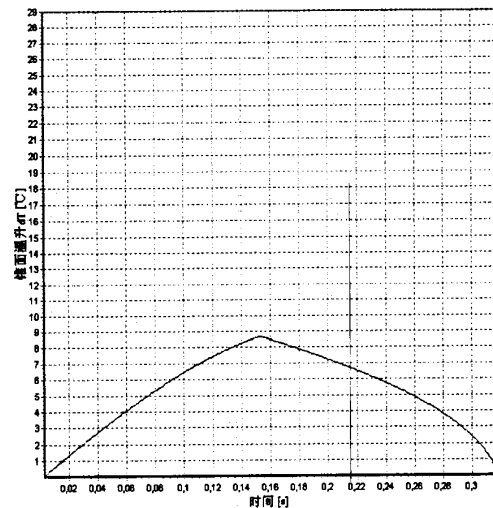


图 4.3 青铜环锥面升温 (°C)

Fig. 4.3 Heating on the tapered surface of the brass ring (°C)

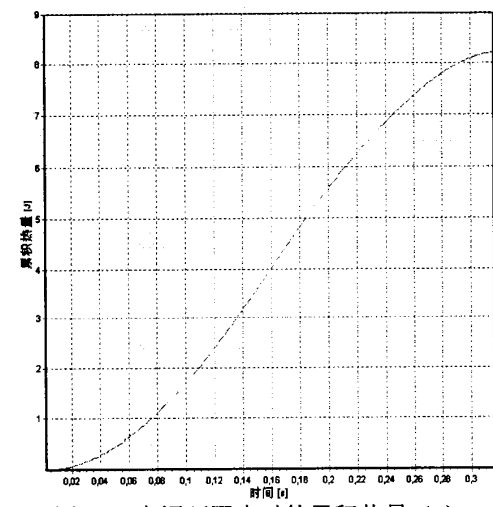


图 4.4 青铜环同步时的累积热量 (J)

Fig. 4.4 Accumulated heat during synchronization of the brass ring (J)

4.1.2 锥角误差 $\Delta\alpha$ 的影响

啮合齿轮锥面与同步环锥面总会出现几分大小的锥角误差。考虑到零部件的刚度，在较大的轴向力的作用下，同步环将会发生变形，其锥角将与啮合齿轮锥面相等。同时考虑发热变形的影响，同步环在啮合齿轮锥面的卡滞现象将会更加严重。尽管如此，这可以分为两种情况：

① 同步环锥角比啮合齿轮大，正锥角误差。在同步过程中，可以认为同步环锥面的压强相等，所以这是一种有利的情况（如图 4.5 和图 4.6 所示）^[28]；

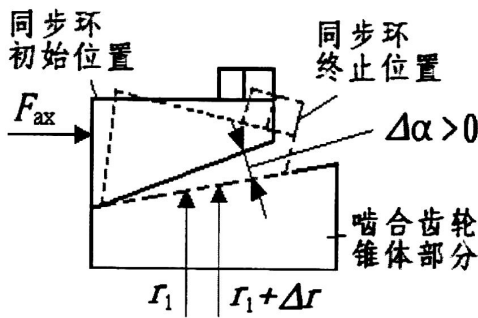


图 4.5 正锥角误差的示意图^[28]

Fig. 4.7 The diagram of positive taper angle error $\Delta\alpha$ ^[28]

② 同步环锥角比啮合齿轮小，负锥角误差（出现较大的尖端）。这一方面使得啮合齿轮锥面的压强的分布更加不均匀，另一方面，需要作用更大的轴向力才能将同步环压在啮合齿轮上。

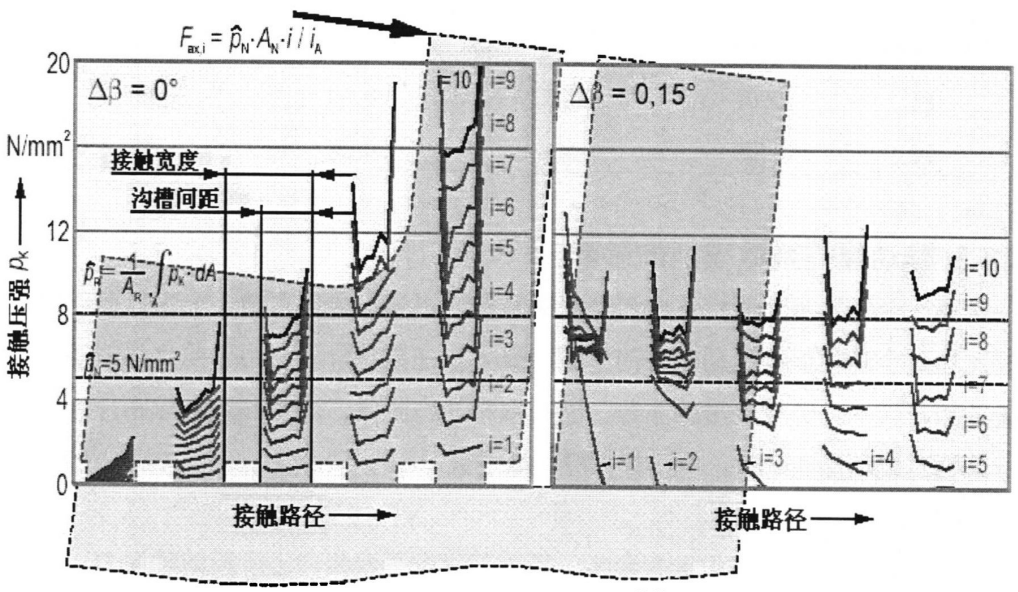


图 4.6 正锥角误差的影响^[28]

Fig. 4.6 The effect of positive taper angle error $\Delta\alpha$ ^[28]

考虑锥角误差的绝对值，对烧结环和青铜环进行仿真，得到了它们的双相冲击值（如表 4.1 到表 4.3 所示）。仿真认为锥角误差的绝对值与冲击的大小成比例。另外，测试平台干扰力矩也与冲击大小成比例（ $M_{bench,P_1} > M_{bench,P_2}$ ）。由此可以得出：在手动换档的条件下，减小同步环锥面与啮合齿轮锥面的锥角误差是有利的。

表 4.1 同步变速箱在同步测试平台上的测试值^[30]
Table 4.1 Measured values of sync box on BFS^[30]

	锥角误差 $\Delta\alpha$	新的同步环 (°)	受磨损的同步环 (°)
MA 烧结环	P1	+0.07°	+0.04°
MA 烧结环	P2	+0.05°	+0.08°
JH 青铜环	P1	-0.27	-0.16
JH 青铜环	P2	-0.16	-0.14

表 4.2 具有烧结环的 MA 同步变速箱在同步测试平台上的仿真值
Table 4.2 Simulated values of MA sync box with sintered ring on BFS

MA 烧结环	新环 $\Delta\alpha$ (°)	冲击力 F_{bump} (N)	受磨损环 $\Delta\alpha$ (°)	冲击力 F_{bump} (N)
P1	-0.27	368	-0.16	261
P2	-0.16	317	-0.14	297

表 4.3 具有青铜环的 JH 同步变速箱在同步测试平台上的仿真值
Table 4.3 Simulated values of MA sync box with brass ring on BFS

JH 青铜环	新环 $\Delta\alpha$ (°)	冲击力 F_{bump} (N)	受磨损环 $\Delta\alpha$ (°)	冲击力 F_{bump} (N)
P1	0.07	525	0.04	424
P2	0.05	346	0.08	446

4.1.3 静动摩擦系数差别的影响

第三个现象是静摩擦系数和动摩擦系数的不同。显然，使一个物体运动起来要比让这个物体保持运动克服的摩擦力要大。在同步阶段，由于同步环与啮合齿轮的相对转动，计算动摩擦系数。而在双相冲击阶段，由于同步环与啮合齿轮在一开始时就粘滞在一起，所以计算静摩擦系数。

4.1.4 BFS 损失的影响

在测试平台上的损失也有影响，因为其影响了双相冲击阶段的轴向力。在仿真中 P2-P1 换档要比 P1-P2 换档的双相冲击力小（如图 4.7 所示）。原因如下：在 BFS 上，双相冲击力比最大的轴向力大得多，要与一档齿轮 P1 啮合，必须关掉驱动电机。而干扰力矩随着驱动电机的关闭而消失。

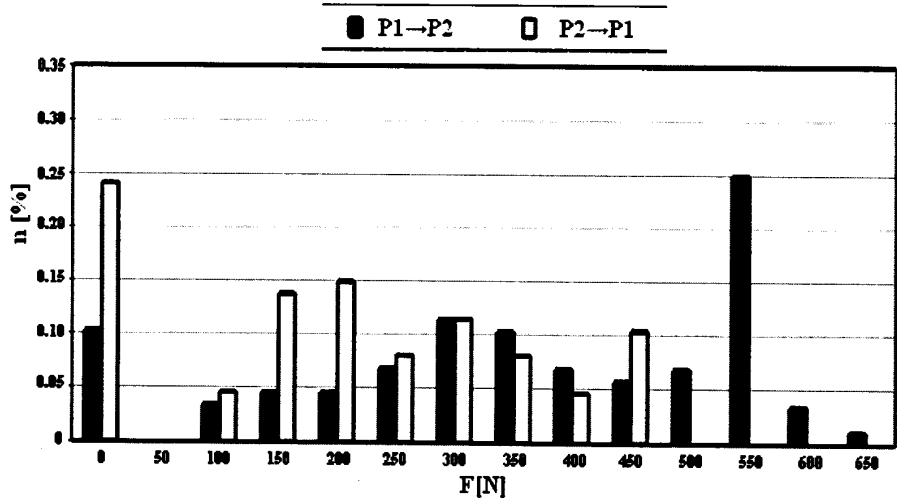


图 4.7 烧结环的双相冲击频率
Fig. 4.7 Frequency of the double bumps with sintered ring

4.1.5 材料的影响

仿真结果显示：摩擦锥面尺寸理想的情况下，烧结环比青铜环的膨胀小，所以双相冲击也更小（如表 4.4 所示）。所以在理想的锥面结合尺寸的情况下，烧结环要比青铜环好，因为发热膨胀带来的冲击更小。

表 4.4 JH 变速箱在同步测试平台上的同步仿真值

Table 4.4 Simulation of the synchronizer of the JH box on BFS

换档	同步环材料	仿真冲击力 F_{bump} (N)	累积热量 (J)	温升 (℃)
P1→P2	青铜环	180	8.2	0.453
P1→P2	烧结环	160	5.4	0.291
P2→P1	青铜环	292	170	6.143
P2→P1	烧结环	66	177	7.501

4.1.6 钼层的影响

钼和刚的弹性模量相同，但比青铜的导热性好。对其性能应用如下：

- 在青铜环锥面上涂上薄层的钼，可以减小同步环的磨损；
- 在同步环或啮合齿轮的任何一个锥面上涂上钼层，有利于将热量传到油液中，使得热量分布更均衡。（仿真没有考虑这个现象）

4.1.7 花键齿斜面角的影响

在一些同步器上，齿轮啮合齿斜面角比同步环锁止齿斜面角小。在这种情况下，结合套花键端部斜面的边缘在锁止齿斜面滑动。啮合齿斜面较小的斜面角可以减小将同步环与啮合齿轮分离的推力。所以一定程度上减小了双相冲击。

表 4.5 齿斜面角度的影响, JH 变速箱在同步测试平台上
Table 4.5 Influence of chamfer angle of the claws, JH box on BF

冲击力 F_{bump} (N)	$\beta_{\text{sleeve}} = \beta_{\text{wheel}} = 56^\circ$	$\beta_{\text{sleeve}} = 56^\circ, \beta_{\text{wheel}} = 52^\circ$
青铜环	180	154
烧结环	160	137

4.2 对双相冲击爬升的研究

要对啮合齿轮的拨转阶段进行优化操作, 有必要对双相冲击的爬升阶段进行研究。事实上, 假如啮合齿轮拨转受到 $96\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$ 的最大的轴向速度的冲击, 则对同步器的操作将会产生几千牛顿的拨转力。因此, 假如能够在啮合齿轮拨转阶段开始前减小结合套的轴向速度, 轴向力将变得较为合适。

如前所述在同步阶段结束时, 结合套的轴向速度为零, 且结合套和啮合齿轮的角速度相等, 锁止通道打开。在轴向力的作用下, 结合套以不变的加速度轴向向前移动, 在与同步环拨转啮合的过程中, 结合套的轴向速度达到最大值。然后是自由滑移阶段, 在这个阶段轴向速度不变, 因为唯一需要克服的阻力比较小, 来自的轴承和飞溅损失力矩。下一个阶段: 双相冲击的爬升阶段, 当结合套与啮合齿轮啮合斜面接触且在斜面间形成油膜时开始。

原则上, 结合套的轴向速度在以上提到的每一个阶段都可能减小。考虑到结合套轴向向前移动的阻力, 双相冲击爬升阶段斜面间的接触力是最重要的。而如果接触力大小合适的话, 结合套将会在双相冲击的爬升阶段停止下来, 如测试平台 BFS 测试图所示。但在测试平台上, 只有超过 240N 的轴向力才能换低档。尽管如此, 仿真软件需要对啮合齿轮的拨转施加一个减小了的轴向速度, 而忽略冲击开始时较小的轴向力。所以换挡过程中换挡机构的弹性起着非常重要的作用。

如 2.5.4 部分描述, 轴向力的动力成分由加速度的符号确定。假如取正号, 则意味着需要作用更大的力以防止结合套轴向速度的减小, 这不符合我们的意图。确切的讲, 我们希望尽快的减小轴向速度。所以取负号, 在这种情况下, 我们不管结合套的减速, 反而减速度动平衡力的减小是有利的, 因为其能减小手动换挡的轴向力。当轴向速度降低到预先选定的值, 为了防止继续减速, 而施加较大的轴向力(如图 4.8 所示)。

通过对分离同步环所需要的轴向分力的仿真等式的研究, 发现施加的轴向力的数值仿真会出现负值的情况。这种情况只有结合套做轴向减速度运动时才会出现。认为不需要额外施加手动力, 来实现拨转多需要的法向力。在刚要达到啮合速度时, 假如换挡杆推手的话司机将能感觉到这个情况。

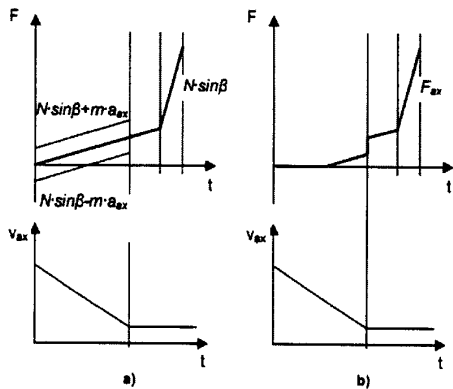


图 4.8 分离同步环所需要的轴向分力 a)和实际施加的轴向力 b)
Fig.4.8 Study for the component of axial necessary for diversion a) and axial force to perform b)

通过对仿真结果的研究，提出修正的控制法则（如图 4.9 所示）。这也是仿真中现在所使用的法则。

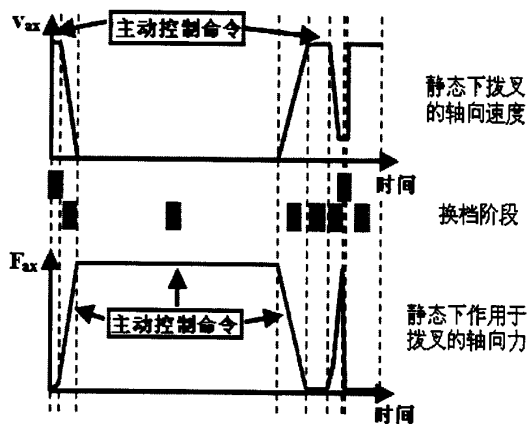


图 4.9 换档各阶段的修正控制法则
Fig.4.9 The modified control of operating phases

4.3 对啮合齿轮拨转运动的研究

啮合齿轮拨转阶段发生于双相冲击爬升阶段之后，在这个阶段中，结合套以一个减小的较小的轴向速度向前移动，啮合齿轮相对结合套转动了 φ_R 的角度。拨转阶段的进行参考如下的等式：

$$W = M \cdot \varphi_R = \theta_R \cdot \varepsilon_R \cdot \varphi_R \tag{4.1}$$

式中 θ_R ——啮合齿轮及其相连接部分等效到啮合齿轮的等效转动惯量；
 ε_R ——角加速度；
 φ_R ——拨动角。

这里， φ_R 是常数，取决于同步阶段最后时刻结合套与齿轮啮合齿的相对位置，这个相对位置由变量 ξ 的函数给定， ξ 具有一个从 0 到 1 的随机值（如图 4.10 和图 4.11 所示）。

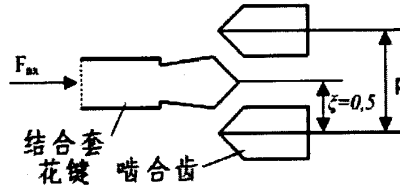


图 4.10 ξ 为 0.5 的极限情况

Fig.4.10 The limit case of ξ equals 0.5

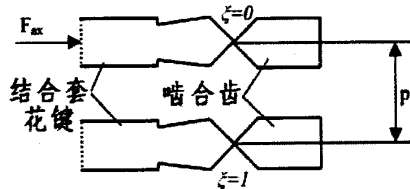


图 4.11 ξ 为 0 和 1 的极限情况

Fig.4.11 The limit case of ξ equals 0 and 1

如 2.5.5 节所描述，拨转所需要的额外的轴向力的表达式为：

$$F_{ax} = \left(\frac{2 \cdot \theta_R \cdot v_{ax}^2 \cdot \tan^2 \beta}{r_2^3 \cdot \varphi_R} \pm \frac{M_{loss}}{r_2} \right) \cdot \frac{f_3 + \tan \beta}{1 - f_3 \cdot \tan \beta} \quad (4.2)$$

等式中， θ_R 、 r_2 、 β 和 f_3 是常量，轴向力只取决于轴向速度 v_{ax} 和拨动角 φ_R 。轴向速度是一个可控变量，可以进行设定，而拨动角不可控制。轴向力随着轴向速度的增加或者拨动角的减小而增大。

损失力矩的符号由结合套与锁止齿接触的斜面决定。假如结合套与啮合齿前斜面接触 ($\xi < 0.5$)，损失力矩将帮助结合套使啮合齿轮转速放慢。需要的轴向力相对较小，损失力矩的取负号。假如结合套与啮合齿后斜面接触 ($\xi > 0.5$)，损失力矩将阻碍结合套对啮合齿轮的加速。需要的轴向力相对较大，损失力矩取正号。加速或减速的情况在测试图上可以清楚的看出来（如图 4.12 和图 4.13 所示）。

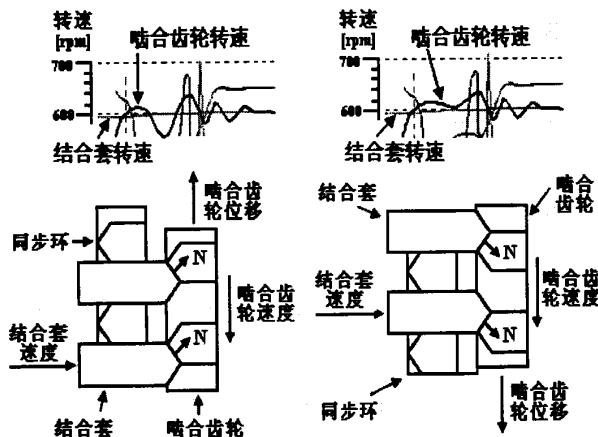


图 4.12 前后侧接触情况的测试和示意图

Fig.4.12 Measurements and interpretation for contacts on the frontside and backside

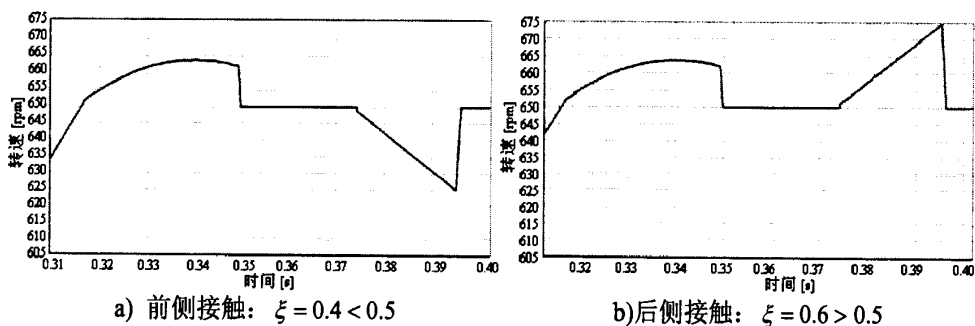


图 4.13 前后接触情况下啮合齿轮仿真角速度的变化
Fig.4.13 Simulated variations of the angular velocity of the wheel

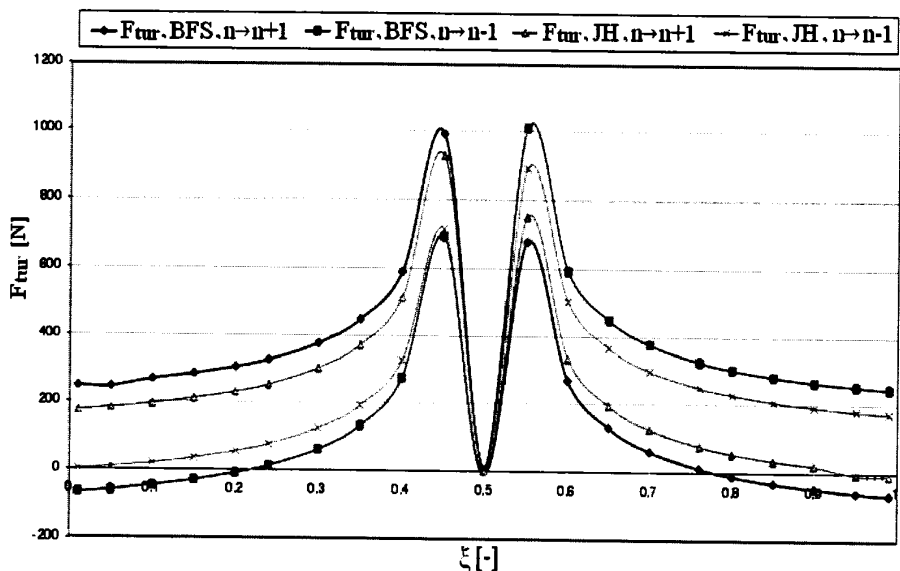


图 4.14 拨转啮合齿轮所需要的轴向力随 ξ 的变化
Fig.4.14 Variation of the axial force necessary to turning the wheel according to ξ

轴向力随着 ξ 的变化情况如图 4.14 所示。曲线在 $\xi = 0.5$ 时断开，在这点处轴向力从最大值降为零。而在 $\xi = 0$ 和 $\xi = 1$ 处，轴向力从最小值飙升到无穷大（图中未给出）。从图中可以看到 4 条数值仿真曲线，两条是在测试平台上（BFS）上的升降换挡，另两条是在 Renault JH 变速箱中升降换挡。

注意到同一个模型中的升降换挡的曲线关于中间垂线的对称性。这是因为：假如 $\xi < 0.5$ ，结合套与齿轮啮合齿前侧斜面接触，拨转运动将使得啮合齿轮减速。假如 $\xi > 0.5$ ，结合套与齿轮啮合齿后侧斜面接触，拨转运动将使得啮合齿轮加速。由此如果不考虑其他因素的影响，曲线将是完全对称的。但是轴承和飞溅损失力矩总是与啮合齿轮以及旋转轴的转向相反。这会扭曲升降挡的曲线，而使曲线变得不太对称。

这些曲线还表明，即使是在完美的控制法则下，如果考虑随机因子的影响，所需要的拨转力也可以从 0N 到 1000N 变化。

在测试中双相冲击爬升阶段和啮合齿轮的拨转阶段很难区分出来，所以将这

两个阶段合并在一起统称为“双相冲击”。这里充分认识到该冲击的随机性，将其分成两个部分，且对每个部分产生的缘由进行了详细的研究。为解释所观察到的随机的冲击现象的特性和大小提供了一个理论平台。

4.4 粘滞滑行对内部激励的影响

在测试仿真中，同步输入的命令是线性的，但输出的测试信号却包含多种不同频率的振动。由此，认为在同步器的换档操作中存在较强的内部激振。这些振动的原因是多重的。可能是由零件的偏心距、制造误差或粘滞滑行，甚至是一些零件（如同步环）的固定参考缺失等造成的。下面只对粘滞滑行进行研究，因为粘滞滑行是内部激振的决定性因素。

将整个的换档过程分解为八个阶段：

- 初始的自由滑行阶段
- 同步的起始阶段
- 同步阶段
- 同步环的拨转阶段
- 自由滑行阶段
- 双相冲击的爬升阶段
- 啮合齿轮的拨转阶段
- 最后的自由滑行阶段

正如前面章节所描述的一样，粘滞滑行在确定的法向力和粘滑速度条件下发生。主要在同步器的两个区域发生，分别是结合套的花键和圆锥表面间^[29]。对于粘滞滑转，速度是沿着锥面滑转的周向方向，而力是垂直锥面的。对于结合套花键上的粘滞滑移，速度的方向是轴向的，由损失力矩和斜面间产生的反作用力的切向分力与轴向垂直（如图 4.15 所示）。所以粘滞滑行的速度和作用力是相互垂直的。

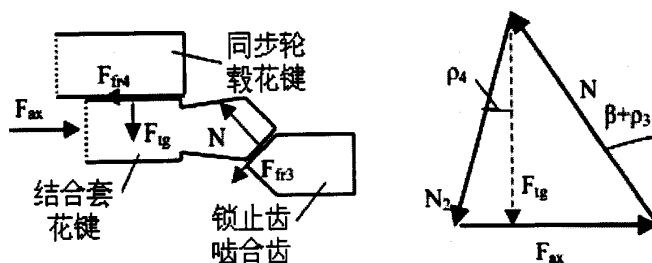


图 4.15 花键间的切向力以及力的平衡图

Fig.4.15 Tangential force on the splines and balance of forces

接下来，对数值仿真的现象进行研究。仿真以施加在结合套上的轴向速度和

轴向力作为控制命令，控制命令的顺序如图 4.16 所示。由仿真可知，粘滞滑行不会在自由滑行阶段出现，所以，对粘滞滑行的研究将在剩下的五个阶段中进行。

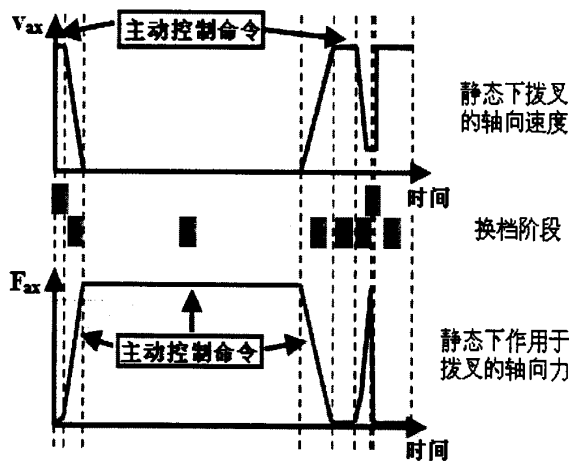


图 4.16 换挡各阶段的修正控制法则
Fig.4.16 The modified control of operating phases

4.4.1 同步起始阶段

在同步起始阶段出现流体动力摩擦，结合套由于锁止齿的锁止而停止。锥面间的滑转速度较大，只发生微小的同步。在这种条件下，只在花键上发生滑移，考虑到这个阶段经历的时间较短，粘滞滑移的动态力幅值非常小，大约为 0.1 N 。

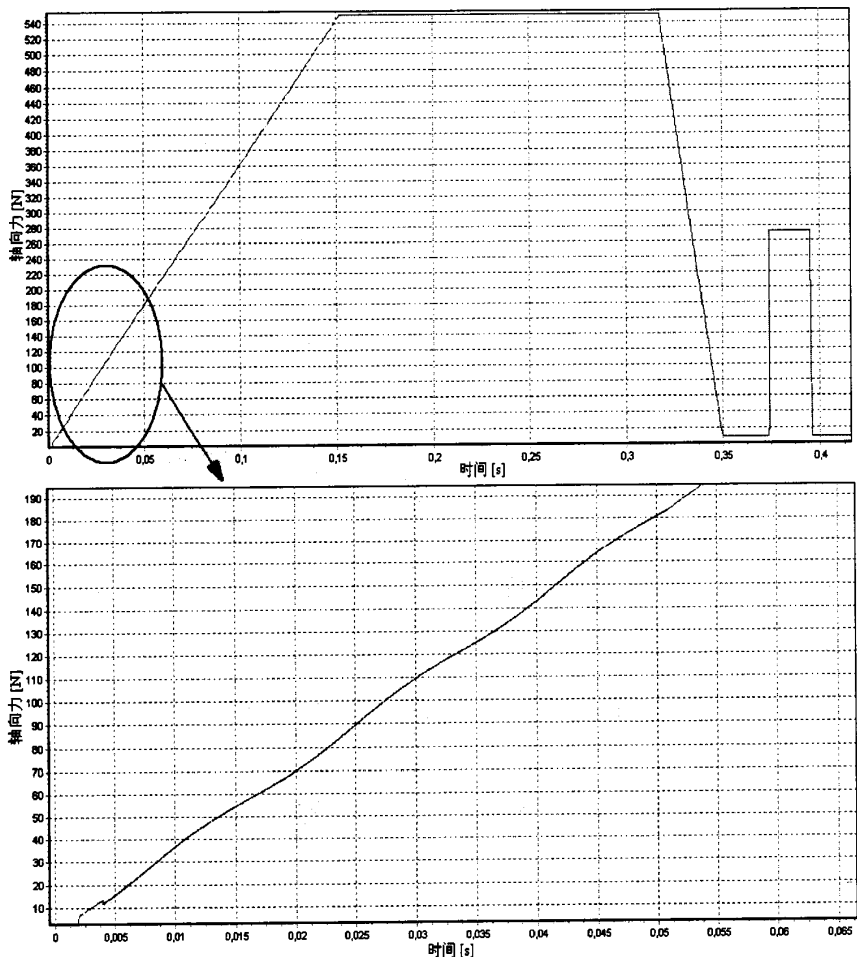


图 4.17 粘滞滑移与静态力叠加后的动态力
Fig.4.17 Dynamic force after the stick-slip superimposed on the static

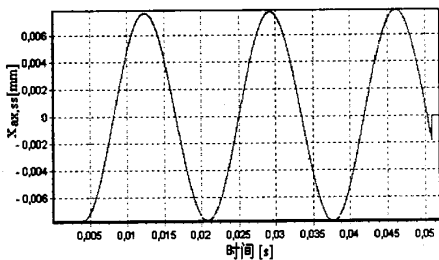


图 4.18 粘滞滑移的相对位移
Fig.4.18 Relative displacement due to stick-slip

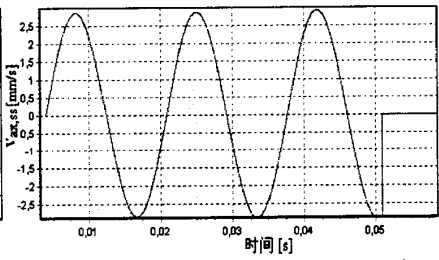


图 4.19 粘滞滑移的相对速度
Fig.4.19 Relative velocity due to stick-slip

4.4.2 同步阶段

在同步阶段，结合套的轴向速度可以忽略。开始时轴向力增加，然后保持不变。尽管如此，在锥面间的滑转速度慢慢减小，同步结束时，相对滑转速度消失。所以粘滞滑行不会出现在结合套的花键上，反之，会在圆锥表面之间出现。

模型中，啮合齿轮的角速度根据指数规律变化，所以当啮合齿轮到达同步点时，其角加速度在增加。加速度也可以从测试平台（BFS）上的测试曲线中看出。粘滞滑转出现在一个特定的速度下，且这时角加速度非常大，用于形成振动的时

间很少。事实上，在即将同步时锥面之间出现小的滑振。角速度振动的幅值非常小，但幅值在增加（如图 4.22 所示）。啮合齿轮的动态角速度变化如图 4.20 所示。

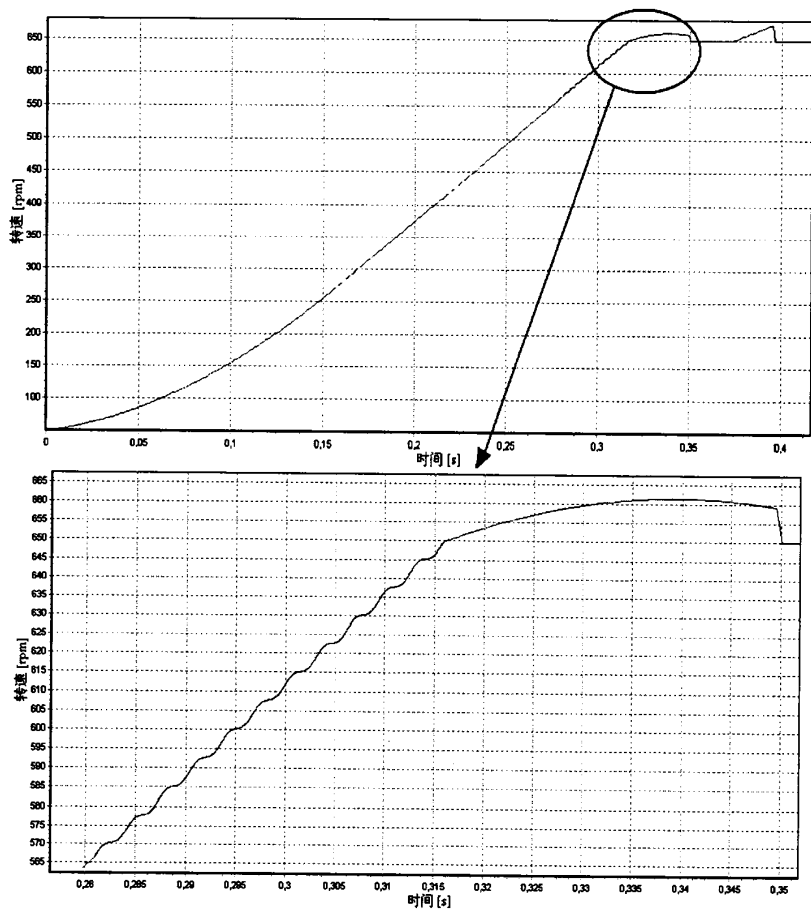


图 4.20 啮合齿轮转速的变化
Fig.4.20 Variation of the angular velocity of the wheel

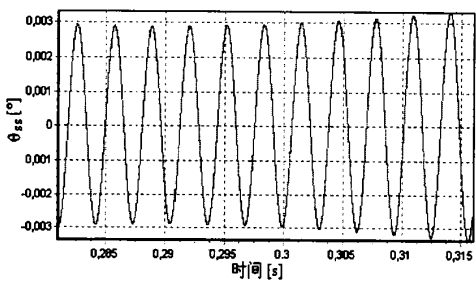


图 4.21 粘滞滑转的相对位移
Fig.4.21 Relative displacement due to stick-slip

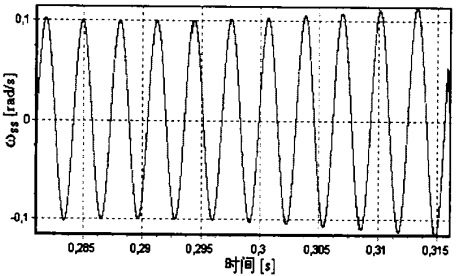


图 4.22 粘滞滑转的相对速度
Fig.4.22 Relative velocity due to stick-slip

也可以认为角速度的变化很平顺，所以，可以获得更多的时间来形成粘滞滑转。而当混合摩擦阶段的摩擦系数的控制法则发生变化时，角速度也可能会剧烈变化。现在的法则认为摩擦系数随着 Stribeck 指数而线性变化(如图 4.23a 所示)，也可以假定是做正弦变化（如图 4.23b 所示）或对数变化（如图 4.23c 所示）。

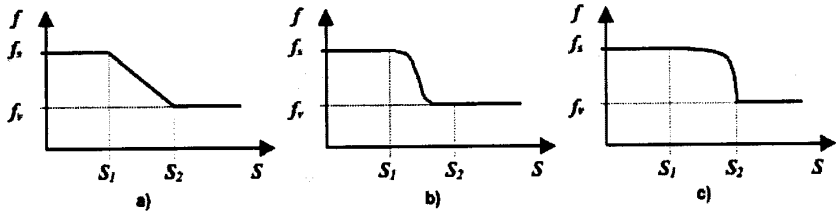


图 4.23 摩擦系数的控制法则
Fig.4.23 The law of variation of friction coefficient

这样，啮合齿轮的角加速度相对较低，会出现滑动或振动（如图 4.25 所示）。图 4.24 到图 4.26 呈现了这种情况。使用摩擦系数的变化法则，在接触区域刚度较小的情况下进行仿真，将会出现粘滞滑行的角速度。

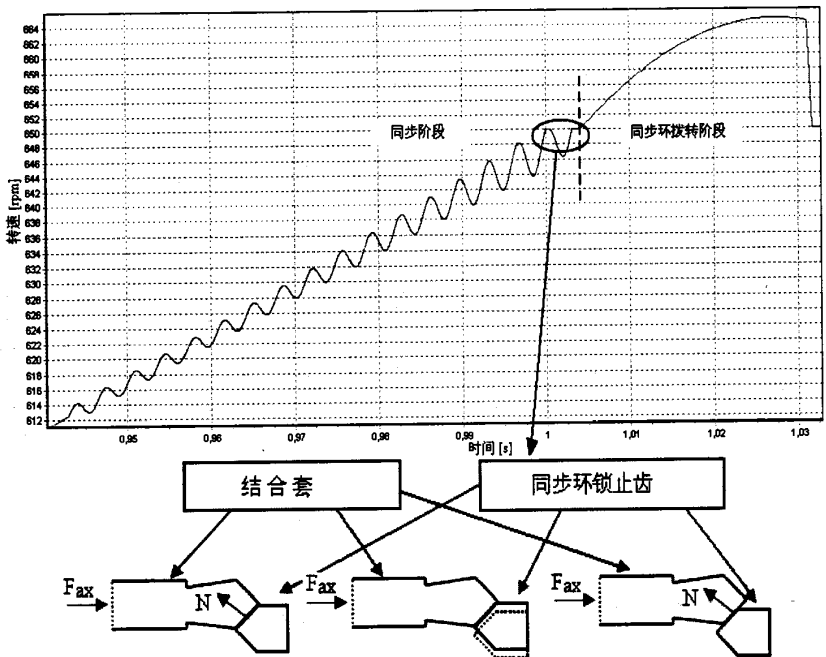


图 4.24 啮合齿轮转速的变化
Fig.4.24 Variation of the angular velocity of the wheel

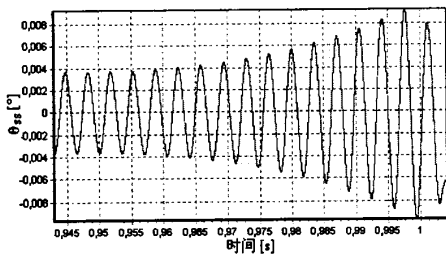


图 4.25 粘滞滑转的相对位移
Fig.4.25 Relative displacement due to stick-slip

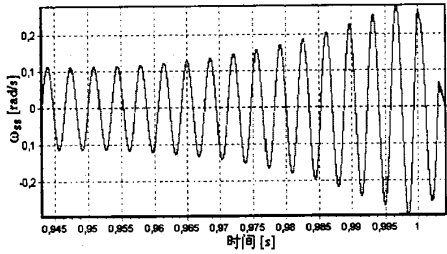


图 4.26 粘滞滑转的相对速度
Fig.4.26 Relative velocity due to stick-slip

但在图 4.24 到图 4.26 的情况中，啮合齿轮的角速度变化是不均匀的，在到达理论上的同步时刻之前已经几次达到同步的角速度。所以，花键与锁止齿会在

不相等的角速度下啮合，可能会发出爆裂声。另一种可能是结合套没有立刻停下来，而是在锁止斜面慢慢振荡（如图 4.24 所示）。最后，在同步时刻之前或者之后与啮合齿轮啮合。如果是在同步时刻之前，这在理论的情况下换挡将会更快，会产生新的爆裂声。所以，多阶段滑动的出现是爆裂声形成的另一种方式。

4.4.3 同步环拨转阶段

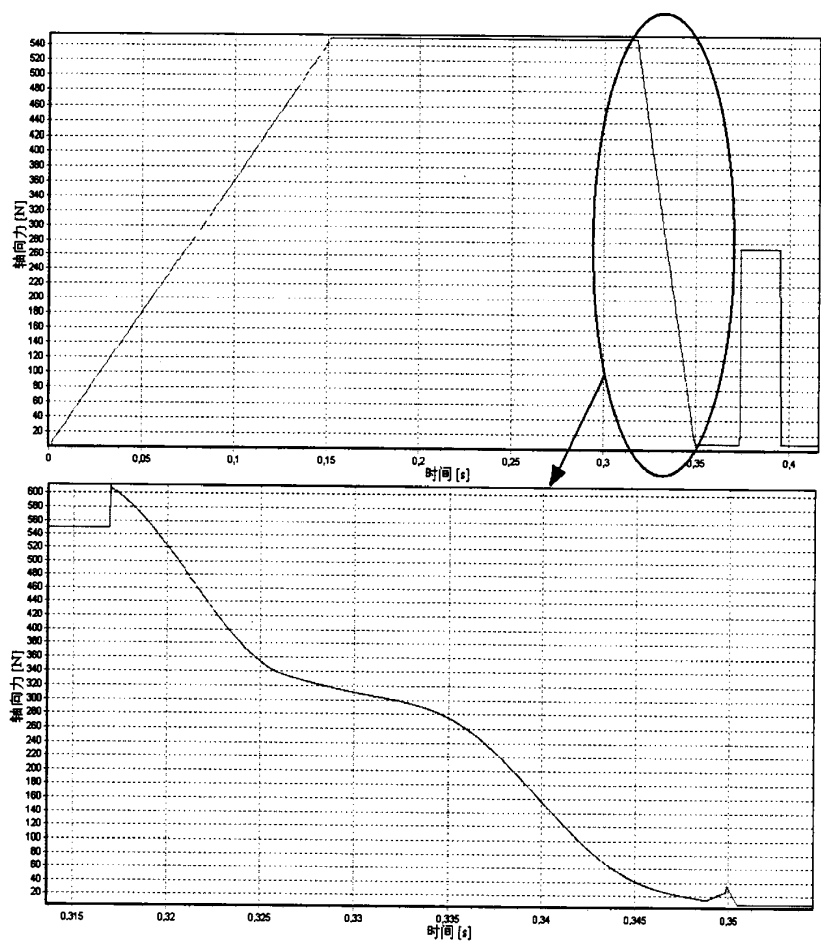


图 4.27 粘滞滑移与静态力叠加后的动态力
Fig.4.27 Dynamic force after the stick-slip superimposed on the static

当拨转同步环时，结合套在锁止斜面滑动，加速至最大速度。尽管如此，轴向力迅速减小。因为同步环粘滞在啮合齿轮的锥面上，相对速度为零，所以只在结合套的花键侧面出现粘滞滑行。而由于这一阶段持续的时间很短，发生粘滞滑行的轴向力和轴向速度很快就消失了，所以动态力的幅值非常小。

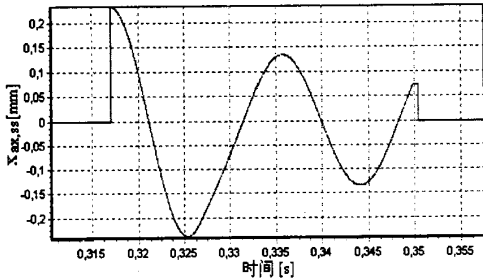


图 4.28 粘滞滑移的相对位移
Fig.4.28 Relative displacement due to stick-slip

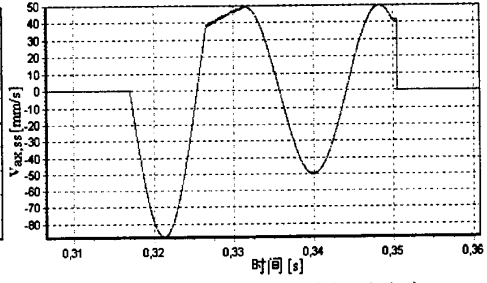


图 4.29 粘滞滑移的相对速度
Fig.4.29 Relative velocity due to stick-slip

4.4.4 双相冲击爬升阶段

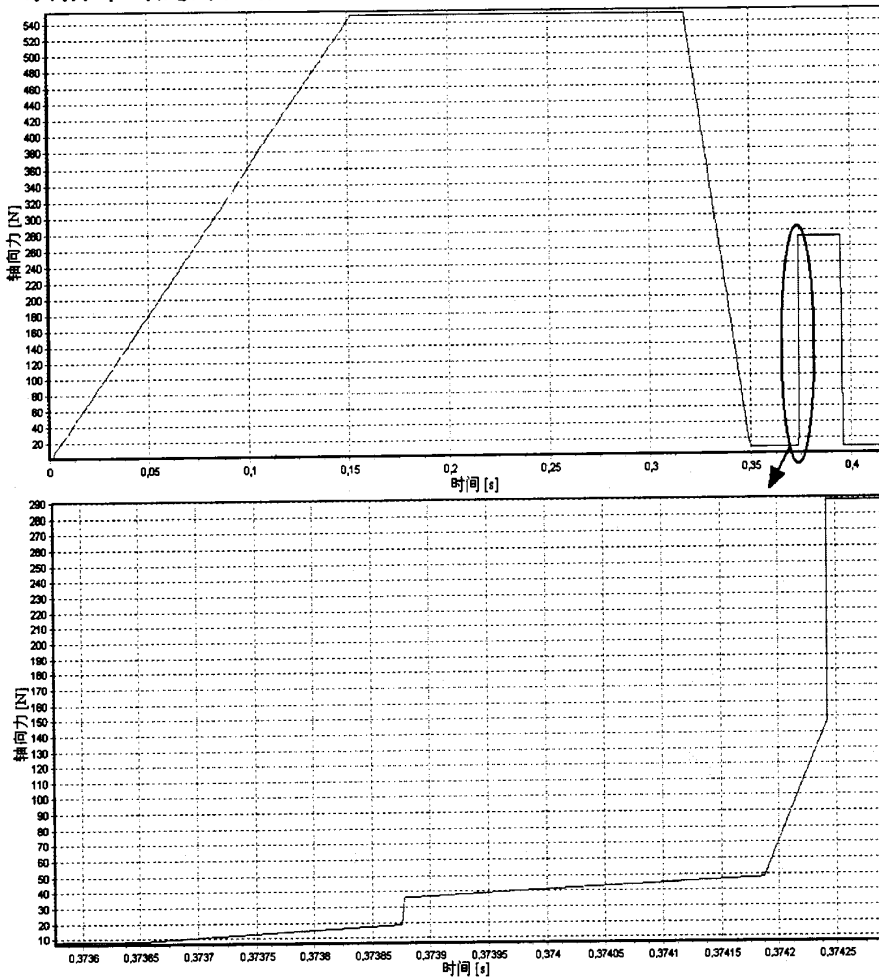


图 4.30 粘滞滑移与静态力叠加后的动态力
Fig.4.30 Dynamic force after the stick-slip superimposed on the static

结合套以不变的速度来到双相冲击爬升阶段，且在这个阶段，结合套的速度由于拨叉的作用而保持不变。当结合套端斜面与啮合齿斜面接触时，轴向力迅速爬升。尽管如此，同步环卡滞在啮合齿轮上，锥面间的相对速度为零。所以，粘滞滑行只会在花键侧面出现。由于轴向爬升力的急剧上升只发生在几毫秒之内，这导致粘滑振动的出现。

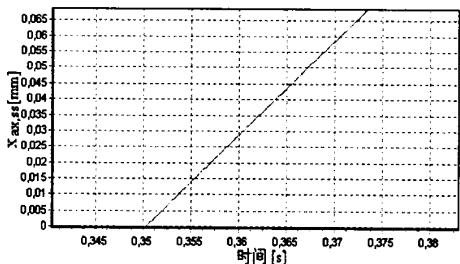


图 4.31 粘滞滑移的相对位移

Fig.4.31 Relative displacement due to stick-slip

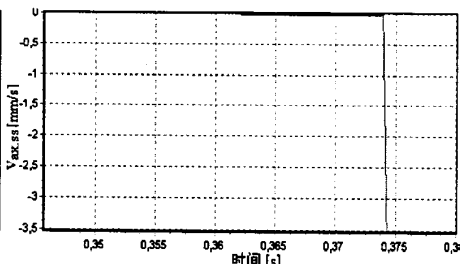


图 4.32 粘滞滑移的相对速度

Fig.4.32 Relative velocity due to stick-slip

4.4.5 啮合齿轮拨转阶段

双相冲击爬升阶段结束时，结合套将同步环与啮合齿轮分离开。但是因为几乎没有轴向力将两个锥面推到一起，两锥面只是互相挨着，所以在锥面间没有粘滞滑行。但在结合套的花键侧面却有较大的切向力，所以在花键侧面会出现粘滞滑行。粘滞滑行与拨转阶段的时间一样长。而拨转阶段的时间取决于结合套花键与啮合齿的相对位置。事实上，这不能被预知。在仿真中，花键与锁止齿的相对位置由因子 ξ 给定。当 $\xi = 0.5$ 时，结合套从啮合齿中间穿过，与齿轮啮合没有冲击。而 $\xi = 0$ 或 $\xi = 1$ 时，啮合齿斜面的边缘与花键端斜面的边缘接触，这会发生冲击，而这种啮合的方式在理论是不可能的。

拨转啮合齿轮时，相对位置对角速度变化的影响如图 4.33 和图 4.34 所示，对粘滞滑行的影响如图 4.35 到图 4.39 所示：粘性滑振的周期数与 $|\xi - 0.5|$ 成比例。轴向的动态力仍然较小，只有几牛吨。

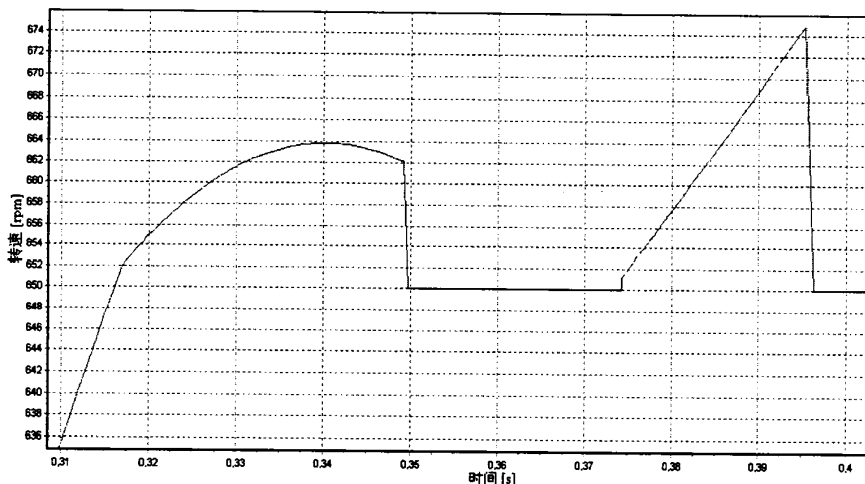


图 4.33 粘滞滑移与静态力叠加后的动态力

Fig.4.33 Dynamic force after the stick-slip superimposed on the static

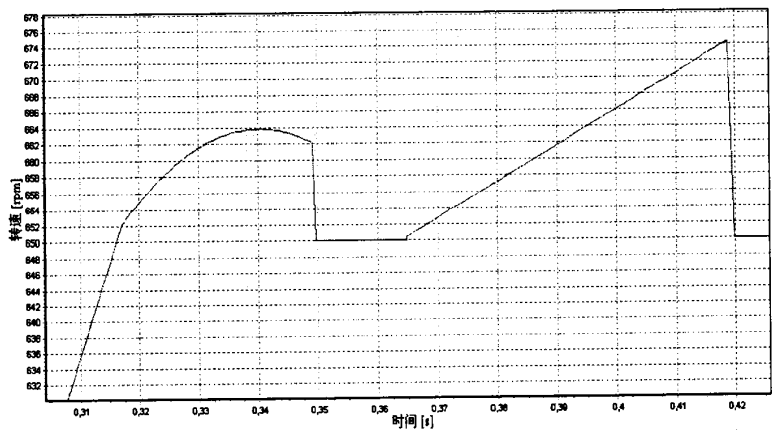


图 4.34 粘滞滑移与静态力叠加后的动态力

Fig.4.34 Dynamic force after the stick-slip superimposed on the static

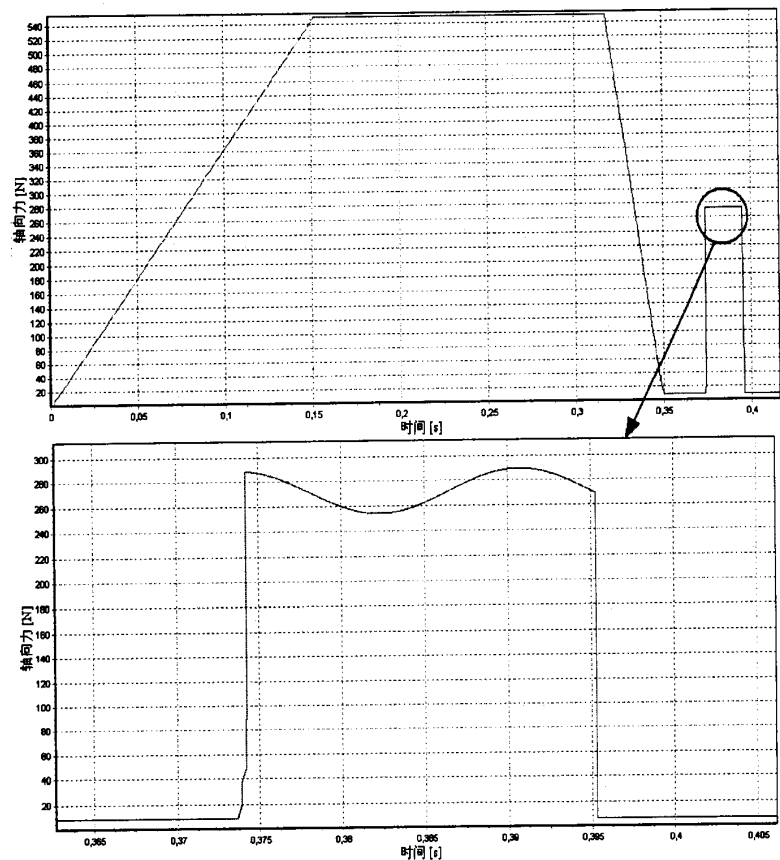


图 4.35 粘滞滑移与静态力叠加后的动态力

Fig.4.35 Dynamic force after the stick-slip superimposed on the static

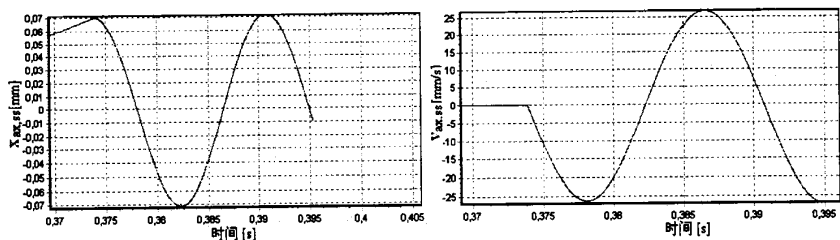


图 4.36 粘滞滑移的相对位移

Fig.4.36 Relative displacement due to stick-slip

图 4.37 粘滞滑移的相对速度

Fig.4.37 Relative velocity due to stick-slip

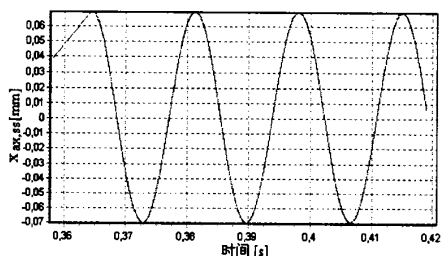


图 4.38 粘滞滑移的相对位移

Fig.4.38 Relative displacement due to stick-slip

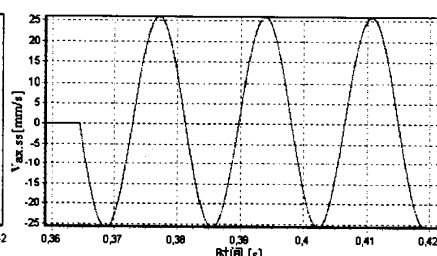


图 4.39 粘滞滑移的相对速度

Fig.4.39 Relative velocity due to stick-slip

4.4.6 对粘滞滑行的概括

在同步器换挡过程的八个阶段中,有五个出现粘滞滑行对同步器及相关零部件的激振。认为换挡导致了同步器的内部激振,虽然力的振动幅度比较小,但它们是相关动力学系统(换挡机构、已同步部分和未同步部分)振动的一种原因:如果力的振动频率和这三个系统的频率正好相同,将会形成共振,造成换挡的扰动。对换挡同步阶段结束时的锁止性具有决定性影响

4.6 本章小结

本章利用仿真软件,对换挡过程中的双相冲击现象以及粘滞滑行现象进行了着重研究。

首先,充分认识到了双相冲击的随机性,解释了该现象产生的机理:在测试中啮合齿轮拨转阶段紧接着双相冲击爬升阶段发生,且发生的时间都非常短暂,很难区分出来,因此,将这两个阶段合并在一起统称为“双相冲击”。

讨论了各相关因素:发热膨胀、锥角误差、静动摩擦系数的差别、花键齿斜面角以及随机系数等对双相冲击的影响。得到了诸如锥角误差的绝对值与冲击的大小成比例;摩擦锥面尺寸理想的情况下,烧结环比青铜环的膨胀小,双相冲击也更小;齿轮啮合齿斜面角比同步环锁止齿斜面角小时,可以减小将同步环与啮合齿轮分离的推力,在一定程度上减小了双相冲击等结论。

然后还对粘滞滑行现象进行了研究,确定了粘滞滑行发生的位置与方式:在结合套花键上和同步摩擦锥面上,分别发生轴向的粘滞滑移和切向的粘滞滑转。而根据换挡速度和换挡力的变化情况,认识到粘滞滑行只发生在除去自由滑行阶段的其他五个阶段。且利用仿真软件对这五个阶段粘滞滑行的位移、滑行速度以及振幅等进行了仿真分析,获得了作为内部激振主因的粘滞滑行对换挡同步阶段结束时的锁止性具有决定性影响的结论。

5 同步器优化设计研究

5.1 引言

同步时间的长短、换挡冲击力的大小,换挡的柔顺性,直接体现了变速器的性能好与坏。所以,为使同步器具有更为优良的换挡性能,众多研究者对同步器的优化设计研究从未停止,也取得了较为丰富的成果。

例如,对同步器以及变速器齿轮进行更为合理的位置安排,降低被同步端等效转动惯量,获得优化的齿轴布置形式^[43];由于结构尺寸方面的限制,设计出双锥和多锥同步器,其通过增加同步摩擦锥面,以使得摩擦锥面的平均半径得以迭加,从而较大幅度地提高摩擦力矩^[5,9];寻找出更为合适的锥体表面材料,如有机摩擦衬片,钼层衬片等,既增大了锥面间的摩擦系数,使得摩擦效果提高,但又不至于产生太大的热量^[2-3];还有以各个性能参数作为设计变量,以换挡力或换挡时间作为目标函数,对同步器进行综合的参数选取^[44,45];以及对同步器零部件进行三维建模,利用分析软件对其进行应力或谐响应分析,进行尺寸或结构的改进^[46]等等

而本章在充分研究了同步器换挡性能及各现象的基础上,为提高同步器的设计制造水平,将首先给出几种建议,同时利用同步仿真软件,对同步环锥面沟槽数量进行优化设计分析。还将给出花键齿斜面角的优化设计建议,最后创新性地提出一种基于轻盈换挡的优化的设计思想和结构。其通过设置同步辅助力产生机构,在角速度同步阶段之前提前降低同步两端的转速差,使得换挡轻盈平顺。

5.2 设计制造建议

通过对同步器双相冲击现象以及粘滞滑动现象的研究,为提高手动变速箱同步器的设计制造水平,给出以下建议:

① 应该减小同步环锥面与啮合齿轮锥面的锥角误差。因为要使加工出的同步环与啮合齿轮在锥面上完全吻合太难,所以如果不能达到的话,至少应该尽量使得同步环锥面锥角比啮合齿轮稍大。这样能使摩擦锥面的压强更为平均,减小同步环的磨损,相比 $\Delta\alpha < 0$ 更为有利。

② 同步环的构造刚度必须足够大。使用膨胀系数较小的材料来实现大的构造刚度更好。这能减小同步环的应力变形以及热膨胀变形,进一步减小同步阶段结束时同步环卡滞在啮合齿轮锥面的概率。

③ 有必要减小结合套与同步轮毂花键间的摩擦。这将减小切向的粘滞滑动对换挡机构激振的可能性。

④ 有必要控制啮合齿轮和同步环锥面间的摩擦力的变化。这有助于控制切向的粘性滑转，以进一步控制同步阶段结束以及同步环拨转阶段开始的时刻。

5.3 同步环锥面沟槽数量的优化

在相关文献中认识到应用锥面沟槽的必要性^[1,34,35]已经很长时间了，沟槽能在同步阶段阻止油膜的形成，且有助于快速排除油液。到目前为止还不太清楚的是沟槽的最有力的位置和所需要的数量。沟槽在锥面的位置既可以是周向也可以是径向分布。就操作而言，不同的位置不存在大的差别^[35]。而所需要的沟槽的数目也是讨论的焦点。

本文注意到沟槽在换挡开始时的初始同步中的流体摩擦阶段（如图 4.2 所示）起重要最要。对这沟槽数量问题进行了研究，利用软件对在不同的沟槽数量下换挡做出了数值仿真。沟槽数量可以从 10 到 80 变化，而其他参数保持不变。

仿真结果如图 5.1a 和 5.1b.可以看出，10 个沟槽的时候，轴向力急速上升，破坏油膜需要较大的力。而在 20 个沟槽的时候，所需要的力相对较小，然后 30 个沟槽的时候，轴向力变得很小。假如继续增大沟槽的数量，即使轴向力继续减小，但是这已经相当脆落了（如图 5.1a 所示）。也展示了不同的沟槽数量对换挡时间的影响。当较少数量的沟槽时，轴向力急速上升，但是完成同步的时间更少，且完成换挡的所需要的时间也更短（如图 5.1b 所示）。

所以可以得出结论：不必要过分增大锥面沟槽的数量。软件仿真证实了文献中锥面沟槽设置的必要性，且证明了过多的沟槽不能得到额外的帮助。

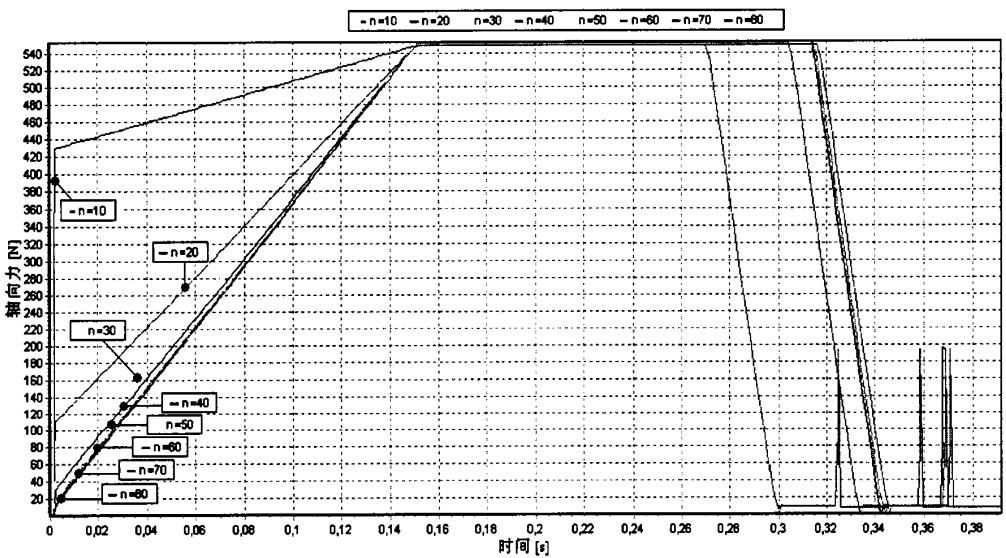


图 5.1a 沟槽数量 n 变化的影响
Fig.5.1a Effect of varying the number of grooves n

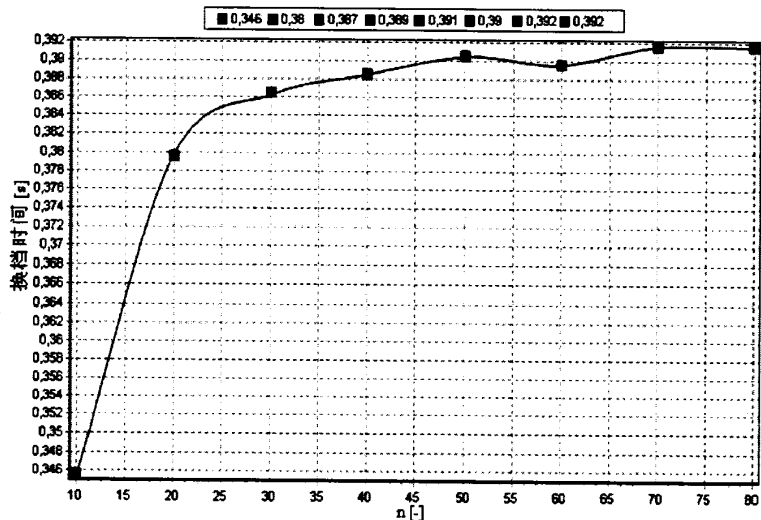


图 5.1b 沟槽数量 n 变化的影响
Fig.5.1b Effect of varying the number of grooves n

对同步环锥面沟槽的数量进行优化后，对于手动变速箱，优化数量下的沟槽能以几牛顿的力破坏油膜。对于机器换挡变速器，破坏油膜需要的力稍微大些，这取决于换挡机构的尺寸。所以后者需要的沟槽数量要相对少些。

5.4 花键齿斜面角的优化设计

当选择锁止角的时候，必须考虑变速箱换挡功率损失的影响。在升档的过程中，这个影响要与摩擦力矩结合起来，而降档时，则需要从摩擦力矩中减去。所以，可以根据不同的情况选择不同的斜面角，比如 $\beta_{up} < \beta_{down}$ ，如图 5.2 所示。而因为升降档时同步环的相对速度的方向不会改变，同步环总是使用同一侧用于升档或降档，切向速度的方向总是指向 β_{down} 一侧。所以可以使用不对称的斜面角。

如图 5.3 所示，当法向力产生的切向分力相等的情况下， β_{up} 一侧比 β_{down} 一侧的轴向分力小。正好与换高档要比换低档轻松，需要的换挡轴向力更小的情况相符合，使得花键齿两侧的磨损更加平均，有利于提高同步器的使用寿命。

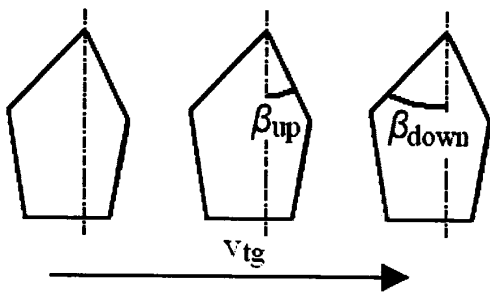


图 5.2 不对称的斜面角
Fig.5.2 Asymmetrical dihedral

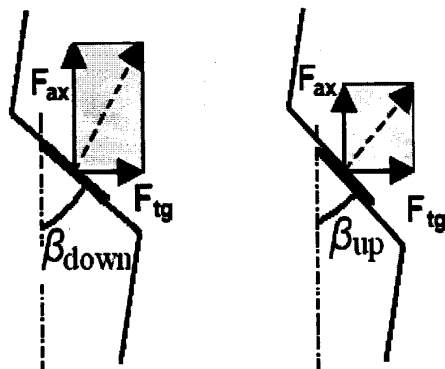


图 5.2 切向力不变情况下减小斜面角的情况

Fig.5.2 Decrease in the dihedral angle with an constant tangential force

另外，通过上一章花键齿斜面角对双相冲击的影响，认为啮合齿斜面较小的斜面角可以减小将同步环与啮合齿轮分离的推力，在一定程度上减小了双相冲击。

所以，对于花键齿斜面角度（结合套花键齿端部斜面角 β_{gear} 、同步环锁止齿斜面角 β_{ring} 和齿轮啮合齿斜面角 β_{wheel} ），建议考虑如下的等式和不等式：

$$\beta_{wheel,upside} < \beta_{wheel,downside}$$

$$\beta_{sleeve,upside} < \beta_{sleeve,downside}$$

$$\beta_{wheel,upside} < \beta_{sleeve,upside}$$

$$\beta_{wheel,downside} < \beta_{sleeve,downside}$$

$$\beta_{ring,upside} = \beta_{sleeve,upside}$$

$$\beta_{ring,downside} = \beta_{sleeve,downside}$$

所以考虑了零部件转动的方向和需要克服的扭矩损失。这需把同步轮毂两边的同步环锁止齿制造成具有不对称的锁止斜面。同时还要求齿轮啮合齿以及结合套花键齿斜面的边缘处具有高的耐磨性，因为接触的部分是直线而不在是平面。对结合套以及同步环的这些建议，减小了升降档的同步换档力的差别。而对啮合齿轮的建议，减小了双相冲击力以及啮合齿轮拨转过程出现的不同步的转速。

5.5 轻盈换档的同步器结构优化设计

提出了一种新的轻盈换档的设计思想，其通过对同步器进行结构优化，使得在角速度同步初始阶段，产生同步辅助力。该同步辅助力能够分解为轴向力和周向力，既能够使得同步环进一步压向啮合齿轮锥面产生摩擦力矩，又能拨动同步环产生拨环力矩。从而有效增大该阶段啮合齿轮的角速度改变量，使得角速度同步阶段同步两端角速度差 $\Delta\omega$ 得到较大程度减小，从而降低同步阶段的换档力，实

现轻盈换挡。

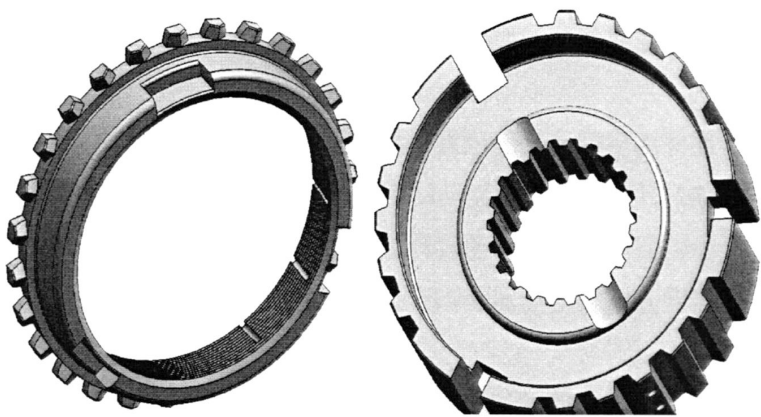


图 5.4 原始的同步环和同步轮毂图
Fig.5.4 Diagram of the original structure synchronous ring and synchronous hub

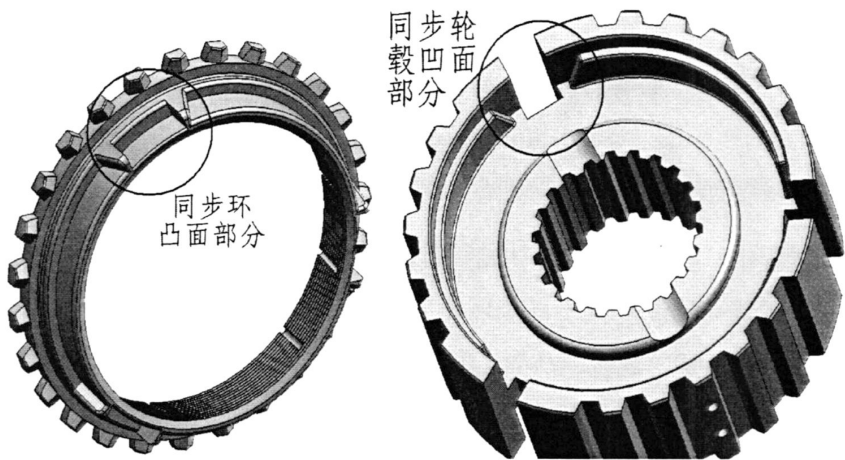


图 5.5 第一种优化结构下的同步环和同步轮毂图
Fig.5.5 Diagram of the first optimal structure of synchronous ring and synchronous hub

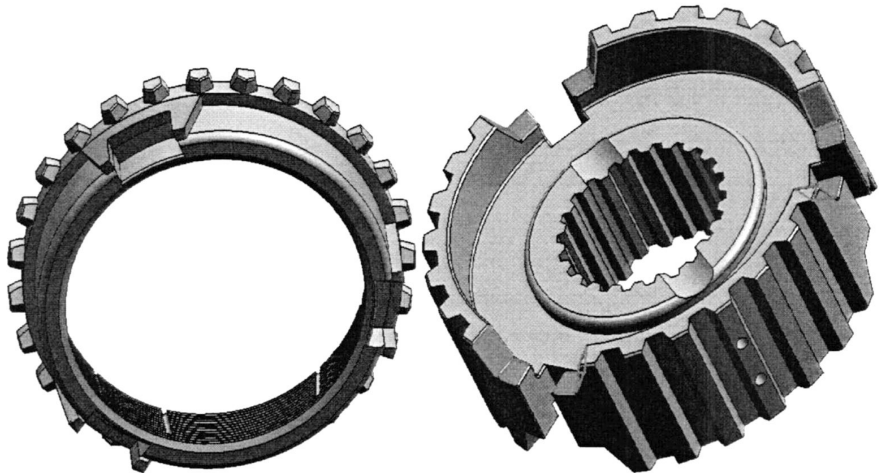


图 5.6 第二种优化结构下的同步环和同步轮毂图
Fig.5.6 Diagram of the second optimal structure of synchronous ring and synchronous hub

这里提出的优化的同步器结构，是在同步器原结构基础上设置同步辅助力产生机构，所谓同步辅助力产生机构，它包括同步轮毂的一个轮毂凹面部分以及同步环的一个同步环凸面部分。如图 5.4 到图 5.6 所示，将同步环外表面滑块槽设计成梯形凸面形状，并且将同步轮毂轮缘的滑块槽处设计成一个倒梯形的凹面部分，其他同步器零部件结构以及安装位置保持不变。

其中根据 5.2 节中设计制造建议的第二点，从同步环的刚度方面考虑，图 5.6 中同步环和同步轮毂的优化结构的设计方法比图 5.5 更合理一点。优化结构下同步器各零部件周向展开示意图如图 5.7 所示。

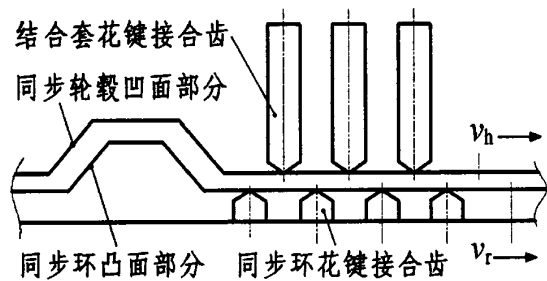


图 5.7 优化结构下同步器各零部件周向展开示意图
Fig.5.7 Circumferential expanding schematic of optimize structure of main parts of the synchronizer

换挡过程中，在角速度同步初始阶段，同步环与同步轮毂之间存在角速度差，假设同步轮毂周向速度 v_h 大于同步环周向速度 v_r ，则很快同步轮毂凹面部分与同步环凸面部分相接触，此时凹凸面之间产生法向力 F_N 以及摩擦力 F_f 的作用，如图 5.8 所示。同步轮毂对同步环产生自发的同步辅助力 F_s ，将其分解为轴向力 F_{ax} 和周向力 F_c 。轴向力 F_{ax} 推动同步环向啮合齿轮锥面压紧，产生摩擦力矩。而周向力推动同步环转动，产生拨环力矩。而正是由于同步环对啮合齿轮锥面的摩擦力矩的作用，粘带转动啮合齿轮，使得在角速度同步阶段之前同步两端角速度差 $\Delta\omega$ 减小。

另外同步轮毂与变速器轴通过花键配合，同步环对同步轮毂的反作用力由同步轮毂轴向定位机构承担，不会传递到结合套上，故 $\Delta\omega$ 的减小，并不会因此而使得该阶段换挡力增加。而在接下来的角速度同步阶段，结构优化前较大的换挡轴向力将由于 $\Delta\omega$ 的提前减小而有效降低，使得换挡轻盈平顺。

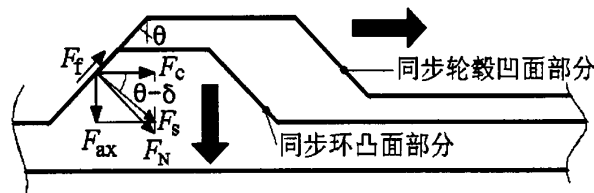


图 5.8 同步环与同步轮毂凹凸面接触示意图
Fig.5.8 Schematic of convex-concave contact of synchronous ring and synchronous hub

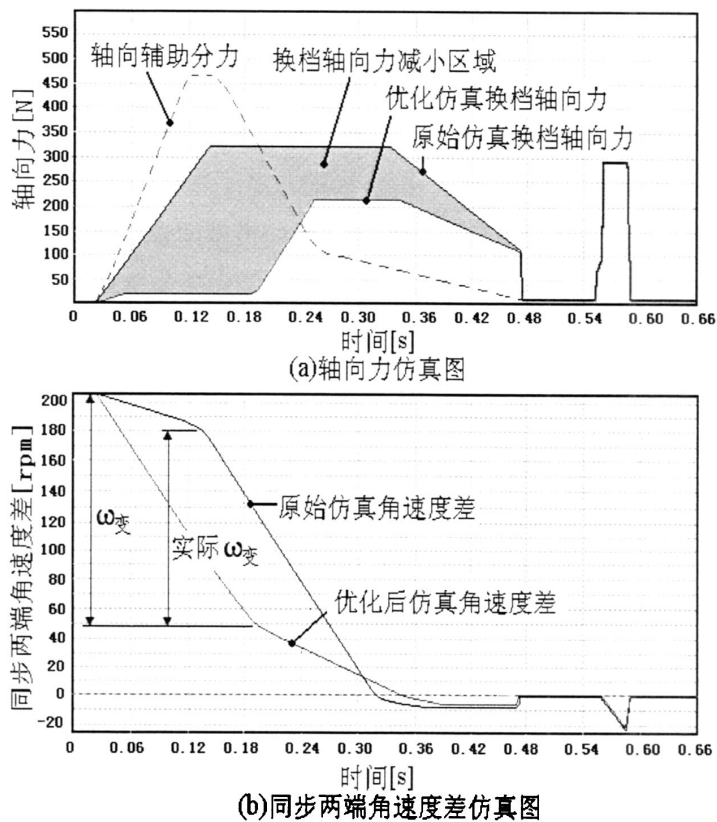


图 5.9 JH 变速箱 1-2 档各阶段仿真对比分析图
Fig.5.9 Diagram of simulation comparative analysis for changmeng 1-2 of the JH box

表 5.1 JH 变速箱 1-2 档各阶段仿真对比分析表
Table 5.1 simulation comparative analysis for changmeng 1-2 of the JH box

JH 变速箱 1-2 档		平均换档轴向力	同步两端角速度差的改变量
换档仿真		(N)	(rpm)
角速度同步	优化前	159	24
阶段之前	优化后	84	161
变化量		-75 (-47%)	+137 (+65%)
角速度	优化前	326	186
同步阶段	优化后	219	49
变化量		-107 (-33%)	-137 (-65%)

如图5.9所示，运用仿真分析软件，选取JH变速箱1-2档的换档情况进行仿真，将结构优化前后同步器换档轴向力及同步两端角速度差分别进行了对比分析。

图5.9（a）给出了结构优化前后的换档轴向力以及轴向辅助分力的仿真结果。阴影部分表示优化前后的换档轴向力的减小情况，可以注意到结构优化后在同步阶段的换档轴向力大约减小100N.且在角速度同步阶段之前平均的换档轴向力也

有将近一半的减小。而图中虚线则表示同步轴向辅助分力，同步轴向辅助分力较大，峰值超过450N，发生在角速度同步的初始阶段。

图5.9 (b) 给出了结构优化前后同步两端角速度差的仿真结果，显然可以看出结构优化后在角速度同步阶段之前，同步两端角速度差有较大降低。

表5.1则给出了结构优化前后同步器换档轴向力及同步两端角速度差的具体数值，由此表可以看出：平均换档轴向力在角速度同步阶段之前以及角速度同步阶段分别减小了47%和33%，同步两端的角速度差在角速度同步阶段之前已经提前减小了137rpm，占1-2档同步两端总转速差的65%。

综上，可以得出以下结论：

1) 同步器优化结构的提出，能够实现在角速度同步阶段以前有效减小同步两端的转速差，从而有效减小换档轴向力，使换档更轻盈平顺；

2) 基于在同步阶段以前降低同步两端的角速度差，从而减小换档力大小的设计思路是可行的。

该设计思路的提出是同步器优化设计的又一良好探索。同步器优化结构简单方便，具有很好的应用前景。但在实施应用前，还应经过进一步的样品特性试验。

5.6 本章小结

本章在对同步器换档过程及相关现象充分分析的基础上，进一步提出了在实际应用中提高同步性能的优化设计建议：如减小同步环锥面与啮合齿轮锥面的锥角误差，尽量使同步环锥面锥角比啮合齿轮稍大；尽量使用膨胀系数较小的材料来实现大的同步环构造刚度；有必要减小结合套与同步轮毂花键间的摩擦以及控制啮合齿轮和同步环锥面间的摩擦力的变化。

并对同步环锥面沟槽数量以及花键齿斜面角进行了优化设计分析。发现沟槽的存在减小了破坏锥面间油膜所需要的轴向力和换档时间，而太多的沟槽带来的进一步改善不明显，反而使得沟槽本身很脆弱。另外，对于花键齿斜面角，换高档的一侧应该比换低档的一侧斜面角小，啮合齿轮花键齿应该比结合套花键齿小。

最后还创新性的提出了一种基于轻盈换档的优化的设计思想和结构。其通过设置同步辅助力产生机构，在角速度同步阶段之前提前降低同步两端的转速差，使得换档轻盈平顺。

以上对同步器换档的优化设计研究，为开发生产出更具竞争力的同步器甚至变速器产品提供了坚实的理论基础。

6 结论与展望

6.1 全文总结

本文通过对国内外汽车变速器同步器换档发展现状的系统研究,以锁环式单锥同步器为研究对象,以对文献,连同测试平台中的测试曲线和同步器自身零部件的深入研究为出发点,对同步换档操作做出完整而又充分的了解。探讨了锁环式同步器的换档过程及其存在的同步换档问题,合理的定义并且运用经典的摩擦学、力学以及热力学理论讨论了八个主要的操作阶段。

然后通过对各种换档现象的深入分析,建立了同步过程各阶段的运动学、动力学分析模型,同步耗散、发热模型,换档质量感知以及粘性滑动等基本的子模型。形成了包含各同步现象的完整的同步换档模型。并将各模块按照各换档阶段的时间顺序整合进仿真软件中,对同步器换档性能进行了全面的仿真分析,并将测试数据与仿真结果进行了对比验证,突出了同步器动态特性的重要性。

对换档过程中的双相冲击现象以及粘滞滑行现象进行了着重研究。首先,充分认识到了双相冲击的随机性,解释了该现象产生的机理,讨论了各相关因素:发热膨胀、锥角误差、静动摩擦系数的差别、花键齿斜面角以及随机系数等对双相冲击的影响。得到了诸如锥角误差的绝对值与冲击的大小成比例;摩擦锥面尺寸理想的情况下,烧结环比青铜环的膨胀小,双相冲击也更小;齿轮啮合齿斜面角比同步环锁止齿斜面角小时,可以减小将同步环与啮合齿轮分离的推力,在一定程度上减小了双相冲击等结论。

然后对粘滞滑行现象进行了研究,确定了粘滞滑行发生的位置与方式。且利用仿真软件对粘滞滑行的位移、速度以及振幅等进行了仿真分析,获得了作为内部激振主因的粘滞滑行对换档同步阶段结束时的锁止性具有决定性影响的结论。

最后,进一步提出了在实际应用中提高同步性能的优化设计建议:如减小同步环锥面与啮合齿轮锥面的锥角误差,尽量使同步环锥面锥角比啮合齿轮稍大;尽量使用膨胀系数较小的材料来实现大的同步环构造刚度;有必要减小结合套与同步轮毂花键间的摩擦以及控制啮合齿轮和同步环锥面间的摩擦力的变化。

并对同步环锥面沟槽数量以及花键齿斜面角进行了优化设计分析。证明了沟槽的对减小破坏锥面间油膜所需要的轴向力和换档时间的必要性。另外,对于花键齿斜面角,得到了换高档的一侧应该比换低档的一侧斜面角小以及啮合齿轮花键齿应该比结合套花键齿小的结论。还创新性的提出了一种基于轻盈换档的优化的设计思想和结构。其通过设置同步辅助力产生机构,在角速度同步阶段之前降低同步两端的转速,使得换档轻盈平顺。

以上对同步器换挡的优化设计研究,为开发生产出更具竞争力的同步器甚至变速器产品提供了坚实的理论基础。

6.2 前景展望

接下来的工作可以在很多方面展开,第一个方面是测试。可以对出现在结合套花键以及锥面间的粘滞滑行作出更多的测试,这些测试将进一步证明仿真假设的合理性或者作出更为准确合理的假设。然后对换挡机构以及已同步部分的位移和转速作出测试,确定可能包含在仿真中的动力系统的刚度和阻尼。

第二个方面是仿真软件的发展。优化精炼算法,将动力系统用合适的边界条件包含到软件中去。同时较为系统的列出各种变速箱在各种换挡路径下的同步惯量及各部分的转速公式并运用这些公式,考虑变速箱结构变化带来的影响。

第三个方面是实施运用,使用开发好的软件,根据相应的技术规格,确定同步环沟槽的优化的数目。然后可以快速的了解到某些因素对双相冲击的影响,这对确定零件产品的公差有很大的帮助。

再一个方面是考虑锁止结束时的同步环拨转的影响。因为非同步滑转的大小达到 $\pm 40\text{rpm}$ (正负号取决于换挡的方向),这将会使得在理论上的同步点前后,允许在还有 40rpm 的不同步转速的情况下解除锁止。所以如果刚好在拨转阶段的最后时刻同步的话,结合套与锁止齿啮合时的轴向冲击将会小的多,从而减小对换挡机构和已同步部分动力系统的激振。

在换挡操作的过程中,可以观测到较大的轴向速度和角速度的振动。在同步时改变啮合齿轮的转速是需要的,这甚至就是同步器换挡的目的,但是在拨转阶段啮合齿轮转速的改变却是不必要的。同样的,同步时较大的换挡力是需要的,但是各种动力学现象、冲击或同步力峰值却是不必要的。结合套轴向速度的突然改变也是不必要的。为解决这些问题,尝试性的提出以下的解决方案。

同步环有两个功能,一个是啮合齿轮的同步,另一个是锁止功能的实现。粘滞滑行现象在锁止结束以及拨转阶段开始时是较为显著的。如果去掉同步环锁止功能,将会有以下现象:

- 结合套在换挡同步阶段不会停止轴向移动,因此换挡的时间将会减少(如图 6.1 所示);
- 啮合齿轮及同步环的拨转阶段将会去掉,该阶段换挡轴向力更为轻盈,换挡机构振动更少;
- 啮合齿轮的拨转去掉的话,不会出现不同步的现象以及对将要同步部分的扭转振动;
- 同步环的制造将更为简单,因为不需要加工同步环的锁止齿。

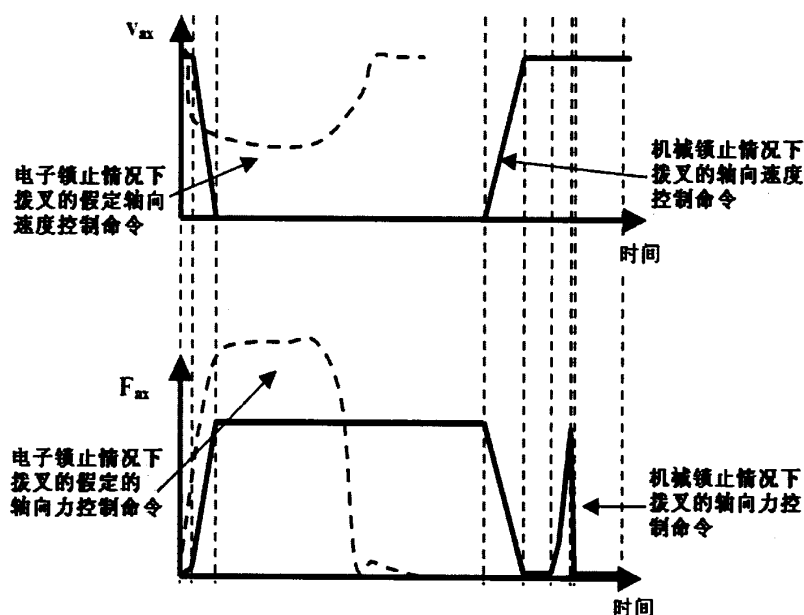


图 6.1 机械和电子同步锁止下轴向速度和轴向力的控制命令的变化图

Fig.6.1 Variation of control law of axial velocity and axial force for synchronizer band of mechanical and electronic transition

锁止功能可以合并到电子控制换挡中去。电子控制换挡要实现锁止功能，必须使用传感器，知道变速箱输入输出轴的角速度以及变速箱的布置结构，才能获得已同步部分和未同步部分零件的角速度，所以才能确定换挡所需要的轴向力的大小。结合套达到同步角速度且刚要与啮合齿轮啮合所需要的时间才可以计算出来。同时，使用电子控制可以有效调整在换挡操作过程中粘滞滑行发生处的相关同步器零件的法向力及滑行速度。

就零件结构而言，结合套花键齿端部将不再加工锁止斜面，同步力将由中心定位机构传递到同步环，所以零部件制造的变化不大。

因此优越的电子同步锁止系统的开发是意义非凡的，也应该是广大变速器研究者努力的方向。

致 谢

光阴似剑，日月如梭，短短的三年硕士求学生涯即将结束。在这段时光中所学到的一切都将会是我一生的财富。在论文答辩之际，我要向三年来在学习生活中给予我帮助、鼓励的老师、亲人、同学、朋友表示诚挚的谢意。

首先，感谢我的导师宋立权教授。本文是在宋立权教授的亲切关怀和悉心指导下完成的。在这三年来，无论是在学习，科研，还是生活等各方面，都得到了宋老师无微不至的关怀和帮助。宋老师不但指导我们怎样做学问，更是教导我们怎样做人。他严谨的工作作风、勤勤恳恳的治学态度、谦虚朴实的为人以及无私奉献的精神都深深感染着我。我将以我的导师为榜样，在未来的道路上开创一条属于自己的道路。在此衷心地祝愿宋老师：工作顺利、身体安康、阖家欢乐。

其次，感谢我的父母。无论何时，我总能感到远在千里之外的父母的牵挂。近七载在重大的求学生涯，你们分享我的每一点成绩，以最大的支持让我前进。“谁言寸草心，报得三春晖”！感谢你们！我会以更好的成绩向你们汇报。

再次，要感谢我的同门兄弟姐妹及同学。在学业和生活上，你们给了我很多的帮助和支持鼓励；同时感谢实验室给我提供了一个良好的学习环境，在此向各位领导和老师表示诚挚的谢意。

最后，衷心地感谢在百忙之中评阅论文和参加答辩的各位专家、教授！谢谢你们！

吴荣华

二〇一二年四月 于重庆

参考文献

- [1] Socin, R. J. and Walters, L. K. Manual transmission synchronizers [J]. SAE paper 68008, 1968.33.
- [2] Lanzerath, G. and Patzer, H. Synchronizer blocker ring with organic lining [J]. SAE paper 860384, 1986.
- [3] McCord, L. GYLON friction material for transmission synchronizers [J]. SAE paper 860382, 1986.
- [4] Ohtomo, M. Synchronizer rings made of resin and iron alloy for pin-type blocking synchronizers used in heavy vehicles [J]. JSAE Rev., 1989, 10(4), 71–74.
- [5] Sykes, L. M. The Jaguar XJ220 triple-cone synchronizer – A case study [J]. SAE paper 940737, 1994.11.
- [6] Koga, H. and Anzai, K. Development of manual transmission 3-cone synchronizer[J]. JSAE Rev., 1988,9(4), 102–104.
- [7] Abdel-Halim, N. A., Barton, D. C., Crolla, D. A.,and Selim, A. M. Performance of multicone synchronizers for manual transmissions[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: J. Automobile Engineering, 1997,214, 55–65.
- [8] Murata, S., Mori, Y., Doi, T., Takada, T., and Nogichi, Y. Synchronizer and shift system optimization for improved manual transmission shiftability [J]. SAE paper 891998, 1989.
- [9] D’Orazio, A., Caudano, M., Uberti, M., and Urbinati, M. Multicone synchronizer dynamic modeling and experimental bench test rig to improve manual transmission shiftability. In Proceedings of the JSME International Conference on Motion and Power Transmissions [J], Fukuoka, Japan, 2001(11), 649–656.
- [10] Kim, J., Sung, D., Seok, C., Kim, H., Song, H.,Lim, C., and Kim, J. Development of shift feeling simulator for a manual transmission[J]. SAE paper 2002-01-2202, 2002.
- [11] Hoshino, H. Simulation on synchronization mechanism of transmission gearbox [J]. International ADAMS User Conference, 1998.
- [12] Satoh, K., Shintani, M., Akai, S., and Hiraiwa, K. Development of a new synchronizer with the lever mechanism [J]. JSAE Rev., 2003, 24(1), 93–97.
- [13] Nellums, R. A. Low force ‘Boost’ concept for baulk ring synchronizers [J]. VDI Berichte, 1998, (1393), 215–227.
- [14] Ore, T. G., Nellums, R. A., and Skotnicki, G. Improved synchronizers for truck transmissions [J]. SAE paper 952602, 1995.10.

- [15] 庄中. 杆杠式同步器的开发应用[J]. 现代零部件, 2009, (9): 11-12. 84-85
- [16] 李二宁. 汽车变速器同步喷钼工艺探讨. 现代汽车手换挡变速器新工艺新技术汇编 [M]. 2001, 1: 263-268
- [17] Ghaem, H. Contribution à l'étude des matériaux de synchronisation [M]. University Paris VI, 1994.
- [18] Paffoni, B., Progri, R., Gras, R., and Blouet, J. The hydrodynamic phase of gearbox synchromesh operation: the influence of radial and circumferential grooves [J]. Proc. Instn Mech. Engrs, Part J: J. Engineering Tribology, 1997, 211, 107-116.
- [19] Röper, H. and Yang, J. Die Qualität des Schaltkraft-verlaufs beim Gangwechsel manuell geschalteter Getriebe [J]. VDI Berichte, 1998, (1393), 321-354.
- [20] Höhn, B. R. and Pinnekamp, B. Hochschaltkratzen bei kalten Pkw-Schaltgetrieben [J]. VDI Berichte, 1995, (1175), 435-451.
- [21] Goto, Y., Yagi, Y., Morimoto, Y., and Kawasaki, M. Shift feeling in manual transmissions – an analysis of unsmooth shifting and gear clashing [J]. JSAE Rev., 1988, 9(4), 52-55.
- [22] Shinbata, K. and Nakamura, N. Achievement of theoretical quantitative evaluation method and effective countermeasures for manual transmission nibble [J]. SAE paper 91524, 1991. 8.
- [23] Moir, G. B. An investigation into objective measures of gear-shift quality [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: J Automobile Engineering, 1995, 209, 273-279.
- [24] DERRIEN Dominique. Oscillations transitoires dans les chaînes cinématiques automobiles [D]. Ecole Centrale de Nantes, 1999, 263.
- [25] MURATA Shigeo, MORI Yasuo, DOI Toshimasa, TAKADA Toshiaki, NOGICHI Yukihiro. Synchronizer and shift system optimization for improved manual transmission shiftability [J]. SAE paper no. 891998, 1989, 12.
- [26] GOTO Yuji, YAGI Youichi, MORIMOTO Yoshiro, KAWASAKI Masami. Shift feel in manual transmissions – an analysis of unsmooth shifting and gear clashing [J], JSAE Review, 1988, Vol. 9, No. 4, 52-55.
- [27] Yukihiro. Synchronizer and shift system optimization for improved manual transmission shiftability [J]. SAE paper no. 891998, 1989, 12.
- [28] SPRECKELS Marcus. Einfluss der Temperaturverteilung auf das tribologische Verhalten von Synchronisierungen [D]. Universität de Hannover, 2001, 219.
- [29] HWANG D. H., ZUM GAHR K. H. Transition from static to kinetic friction of unlubricated or oil lubricated steel [J]. Steel and Ceramic Wear, 2003, Vol. 255, 365-375.
- [30] LAURENT G, GARLISI G. Essais d'endurance sur BFS, synchroniseur base fer [J]. Document Federal Mogul Sintered Products, 2002(10), 39.

- [31] THOMSEN Jon Juel, FIDLIN Alexander. Analytical approximations for stick-slip vibration amplitudes [J]. International Journal of Non-Linear Mechanics, 2003(38), 389-403.
- [32] ILOSVAI Lajos. Gépjárműszerkezetek méretezése (Dimensionnement des parties des véhicules, en hongrois) [M]. Notes de cours, USTEB, 1995.
- [33] TICHKIEWITCH Serge. Boîtes de vitesses de véhicules [J]. Notes de cours, ENSET, 1978.
- [34] PAFFONI B., PROGRI R., BLOUËT J., GRAS R. The hydrodynamic phase of gearbox synchromesh operation [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1995, Vol. 209, 203-211.
- [35] PAFFONI B., PROGRI R., GRAS R., BLOUËT, J. The hydrodynamic phase of gearbox synchromesh operation: the influence of radial and circumferential grooves [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1997, Vol. 211, 107-116.
- [36] PAFFONI B., PROGRI R., GRAS R. The mixed phase of gearbox synchromesh operation [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2000, (214), 157-165.
- [37] FANTINO Bernard. Influence des défauts de forme dans la lubrification hydrodynamique [D]. Université Claude Bernard de Lyon, 1973, 99.
- [38] ERNYEI György. Fogaskerekek (Engrenages, en hongrois) [M]. Budapest: Muszaki Könyvkiadó, 1983, 460 p, ISBN 963-10-5089-0.
- [39] BLOK H. The temperature of surface under conditions of extreme pressure lubricating conditions [M]. 2nd World Patt. Paris, 1937(3), 471-486.
- [40] BONESS R. J. Churning losses of discs and gears running partially submerged in oil [J]. Proceedings of the 1989 International Power Transmission and Gearing Conference, Chicago, 355-359.
- [41] ROULET Bruno. Modélisation de l'évolution de la dissipation de puissance et du comportement thermique d'une boîte de vitesses manuelle [D]. Université Paris VI, 1995, 174.
- [42] THOMSEN Jon Juel, FIDLIN Alexander. Analytical approximations for stick-slip vibration amplitudes. International Journal of Non-Linear Mechanics, 2003, Vol. 38, 389-403.
- [43] 赵世琴, 黄宗益, 陈明. 同步器换挡接合过程的数学模型 [J]. 同济大学学报, 1999, 27(6):676-680
- [44] 赵熙俊, 刘海鸥, 陈慧岩. 基于同步器的自动机械变速器挂挡过程控制研究 [J]. 兵工学报, 2010(5):534-540
- [45] 刘惟信, 吴明常. 同步器优化设计的研究 [J]. 汽车工程, 1990, (3):44-49.
- [46] 张斌. 汽车同步器 CAD 系统研究与二次开发 [J]. 现代机械, 2008, (4):23-28.

附 录

符号说明

- A 面积
- a_{ax} 轴向加速度
- a_{tg} 切向加速度
- b 同步环的一半宽度
- E 弹性模量
- F_{ax} 轴向力
- $F_{ax.ring}$ 在同步环与啮合齿轮锥面分离阶段施加在同步环上的轴向力
- F_{tg} 切向力
- F_p 置信因子
- f_1 圆锥表面间的摩擦系数
- f_2 结合套花键齿端斜面与同步环锁止齿斜面的摩擦系数
- f_3 结合套花键齿端斜面与啮合齿轮啮合齿斜面的摩擦系数
- f_s 同步阶段结束时圆锥表面间的摩擦系数
- f_v 同步阶段开始时圆锥表面间的摩擦系数
- h 接触表面间的法向距离
- i 驱动轴和承载部分的角速度比
- k_1 变速箱内部的换档阻尼
- k_2 变速箱外部的换档阻尼
- M_1 锥面间的同步摩擦力矩
- M_2 锁止斜面间的拨动力矩
- M_{loss} 变速箱内部损失力矩
- m_1 变速箱内部换档机构的质量
- m_2 变速箱外部换档机构的质量
- N 作用在结合套花键齿端斜面的法向力
- N_{dym} 由传动链动态响应在在结合套花键齿端斜面引起的法向力
- N_2 作用在同步环锁止齿斜面的法向力
- n 同步环内锥面沟槽的数量

$n_{ul,min}$	发动机的最小转速
$n_{ul,max}$	发动机的最大转速
P	功率
p	压强
Q	热量
q	热通量
R_a	锥面的粗糙度
R_e	雷诺数
r	轮胎的有效半径
r_1	锥面间的平均半径
r_2	锁止齿的平均半径
S	Stribeck 斯特贝克变量
s	刚度
s_1	变速箱内部换挡机构的刚度
s_2	变速箱外部换挡机构的刚度
T	温度
t	时间
x	轴向位移
y	切向位移
v_{ax}	结合套的轴向速度
v_{tg}	圆锥表面间的切向速度
α	同步环锥面和啮合齿轮锥面的锥角
β	结合套花键端斜面的倾斜角（锁止角）
β_{down}	结合套花键端部降档斜面的倾斜角
β_{up}	结合套花键端部升档斜面的倾斜角
$\Delta\alpha$	同步环锥面和啮合齿轮锥面的锥角误差
φ	与切向位移相对应的拨动角度
ε_R	啮合齿轮的切向加速度
η_{mech}	机械效率
θ_R	等效到啮合齿轮的各传动系统零件（包括啮合齿轮）的同步惯量
κ	结合套花键齿侧面端部的防松角

- ν 粘度
- ν 泊松比
- ξ 表示花键齿的相对位置的随机因子
- ρ 密度
- ρ_1 与摩擦系数 f_1 对应的摩擦角
- ρ_2 与摩擦系数 f_2 对应的摩擦角
- ρ_3 与摩擦系数 f_3 对应的摩擦角
- σ 热分配系数
- ω_c 结合套的角速度
- ω_R 同步齿轮的角速度
- ω_e 变速箱中输入轴的角速度
- ω_m 发动机的角速度
- ω_s 变速箱输出轴的角速度

A. 作者在攻读学位期间发表的论文目录

- [1] 吴荣华, 宋立权. 轻盈换挡同步器设计研究 [J] .汽车工程师. 2012, (3):29-32.
- [2] 宋立权, 周建东, 吴荣华等.摩擦式双级分段变刚度汽车双质量飞轮设计理论研究及应用 [J].机械工程学报 (已录用, EI 全文收录期刊)