

文章编号: 1000-582x(2000)02-0006-04

②
6-9, 20

金属带式无级变速传动机理的数值分析³²

TH132.46
U463.212

杨为, 秦大同, 胡建军, 刘世明

(重庆大学机械传动国家重点传动实验室, 重庆 400044)

摘要: 滑移角是带传动研究中一个非常重要的物理量, 它的大小表示摩擦力方向的改变量, 使力的分布错综复杂。作者论述了滑移角产生的原因, 给出了带轮包角与滑移角的关系式, 用龙格-库塔法计算出不同速比下的滑移角。在上述研究基础上, 建立了金属带式无级传动装置关键部件-金属环、金属块的力学分析模型。应用离散数值方法分析计算了不同速比、不同转矩工况下金属环、金属块的受力情况。该研究所用的方法和所得到的结果有助于对金属环、金属块进行强度分析, 提高金属带式无级变速器的承载能力。

关键词: 无级变速器; 数值分析; 模型

中图分类号: TH 132.32

金属带式, 汽车
带传动
文献标识码: A

金属带式无级变速器自 1987 年在富士重工首次装车以来, 在国际市场的竞争能力已经超过了具有 50 年历史的有级式自动变速器和 100 多年历史的手动变速器^[1]。随着中国加入世界贸易组织的步伐加快, 开展这种新型变速器传动机理的研究, 对于提高我国汽车变速器的设计水平和参与汽车的国际竞争能力有重要意义。

瑞典 Gerbert 教授对 V 型橡胶带进行了大量细致的研究工作, 并将这些研究结果推广在挤推式金属带上, 在理论上得出了一些非线性微分方程^[2]; 美国的 D. C. Sun 对金属带的性能进行理论分析^[3]。上述学者对金属带式无级变速器的研究建立在 V 型橡胶带的研究的基础上, 金属带式无级变速器的结构及传动机理是明显不同于橡胶带的, 直接将橡胶带的研究结果运用于金属带的研究显然是不合适的, 而且在该研究中建立微分方程时没有考虑输入转矩和速比的影响。同时由于微分方程的求解十分困难, 不便于在金属带的设计研究时采用。作者在本文中, 建立了不同速比、不同转矩条件下金属块单元所受的金属环张力、挤推力的微分方程, 用离散数值分析方法详细地进行了数值求解, 这种方法有助于对金属环、金属块进行强度分析, 提高金属带式无级变速器的承载能力。

1 弹性变形和金属块的微小滑移

如图 1 所示的旋转方向初始运行时, 金属块上的点 B 与带轮上的点 A 重合。运行一段很小的角度后, 点 B 将滞后于带轮上的点 A, 由于挤推力的增加在运行过程中将产生弹性变形, 金属块相对于带轮上的点 A 滑移了一段距离 $\Delta\epsilon_r$, 同时, 在运行过程中, 由于轮槽内 V 形带曲率的改变, 在主动弧内, 带张力受动摩擦力变化的影响, 金属带不仅在切向方向, 而且在径向方向移动, 使得带的运行轨迹非圆^[1]。这种弹性变形的存在, 引起摩擦力方向发生改变, 这种摩擦力方向的改变在带传动研究中由滑移角来表示。滑移角是指带轮锥面的金属块切向弹性变形方向上的力与径向弹性变形方向上的力的夹角, 定义为: $\gamma = \arctg \frac{\Delta\epsilon_t}{\Delta\epsilon_r}$, 如图 2 所示, 滑移角的值一般在 $-\pi/2 \sim \pi/2$ 之间。图 2 中 $\Delta\epsilon_r$ 为切向弹性变形量, $\Delta\epsilon_t$ 为径向弹性变形量, θ 为带轮的旋转的微小角度, N 为鞍座作用在带轮上的正压力, $Q(\theta)$ 为金属块间的挤推力。

带轮包角与滑移角的关系式如下:

$$d\varphi = \frac{(\cos^2 \gamma + 1)/\mu' + 2\cos \gamma}{\cos \gamma (2\cos^2 \gamma + (\cos \gamma / \mu' - 1))} d\gamma \quad (1)$$

收稿日期: 1999-09-06

基金项目: 国家自然科学基金重点资助项目(59835160)

作者简介: 杨为(1973-), 男, 贵州省遵义市人, 博士生, 主要从事机械传动、动态测试及机械设备故障诊断等领域的研究工作。

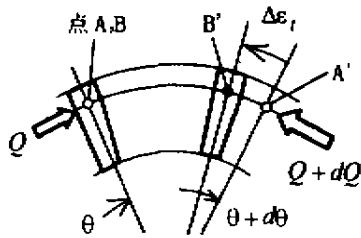


图 1 挤推力增加而导致的弹性变形图

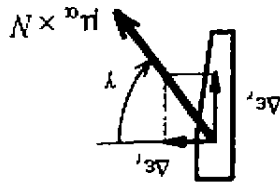


图 2 金属块上摩擦力的方向

式中： $\mu' = \mu_a / \sin \alpha$ ， φ 为大半径带轮包角， μ_a 为金属块与带轮间的摩擦系数， α 为带轮楔角的一半。

2 摩擦力方向

金属带式无级变速器的独特结构，使金属块的摆棱角与金属块鞍部间存在一段距离 Δr ，如图 3 所示。在运行过程中，金属块的摆棱在两个带轮包角上是连续接触的，金属块鞍部的速度是不连续的，在两带轮之间的直线部分，金属块肩部的速度与带轮相同。以带轮入口点 B 点的分析为例：

$$\begin{aligned} V_{BDR} &= \frac{V_B}{r_{DB}} (r_{DB} + \Delta r) = V_B \left(1 + \frac{\Delta r}{r_{DR}} \right) \\ V_{BDN} &= \frac{V_B}{r_{DN}} (r_{DN} + \Delta r) = V_B \left(1 + \frac{\Delta r}{r_{DN}} \right) \\ \frac{V_{BDR}}{V_{BDN}} &= \frac{1 + \frac{\Delta r}{r_{DR}}}{1 + \frac{\Delta r}{r_{DN}}} = \frac{r_{DR} + \Delta r}{r_{DR} + \frac{\Delta r}{i}} \end{aligned} \quad (2)$$

式中 V_B 为带速， V_{BDR} 、 V_{BDN} 为主、从动轮上金属块肩部速度， r_{DR} 、 r_{DN} 为主从动半径， i 为速比。

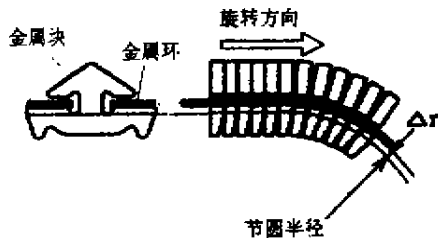
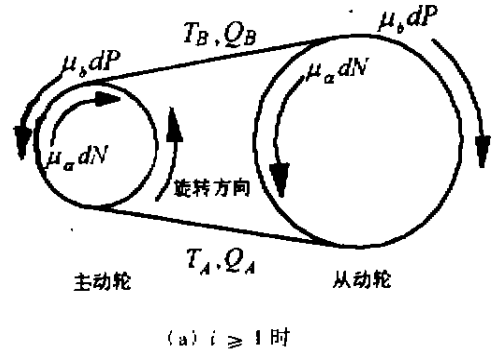


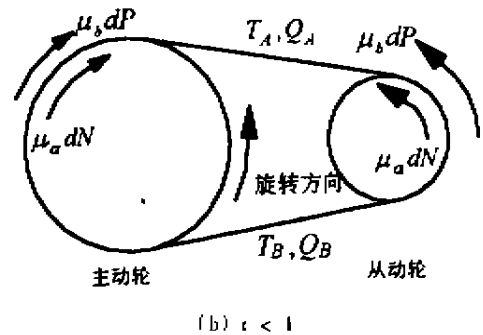
图 3 金属块与金属环位置示意图

文献[4]中实验研究表明：速比 $i \geq 1$ 时，如图

4(a) 所示，主动轮（小半径带轮）鞍部的速度要比金属环的速度快，金属环要阻碍金属块向前运行，金属块间的摩擦力方向与主动轮旋转方向相反；同时由于金属块鞍部与金属环间产生了滑移，金属环间的摩擦力方向与主动轮旋转方向相同。



(a) $i \geq 1$ 时



(b) $i < 1$

图 4 摩擦力方向

当 $i < 1$ 时，如图 4(b) 所示，在主动轮入口点处，鞍部的速度要比金属环的速度慢，金属块要阻碍金属环向前运行，金属块的摩擦力方向与主动轮旋转方向相反；在主动轮出口处带的张力要小于作用在主动轮包角处的张力，阻碍了金属块向前运行，金属环的摩擦力方向与主动轮旋转方向相反；在从动带轮（小半径带轮）入口点处，金属块鞍部的速度比金属环速度快，在小半径带轮上产生了滑移，金属块间摩擦力、金属块与带轮之间的摩擦力方向均与带轮旋转方向一致。

3 力学分析模型

普通平带和 V 型带在传动时随着负荷转矩的增加其有效包角也随之增加，直到达极限传动能力时所对应的最大包角，这时带与带轮间发生了滑移，达到带所能传递转矩的上限。金属带的传动情况与之不同，它是靠金属环的张力和金属块间的推挤力的共同作用来传递转矩的，其传动原理与力的分布相当复杂^[4]。作者详细地分析了不同速比、不同扭矩比下金属环张力、挤推力的分布情况，并进行了详细的数值计算。为了能够对理论分析模型进行有效的分析研究，在建立模型时作

如下假设:

1) 由于金属块的厚度(为 2.2 mm)与带轮包角上金属带的总长相比很小,可认为金属块间相互作用的挤压力 Q 是连续的;

2) 金属带中的叠层金属环近似看成一条钢带,它所受的周向张力为 T ;

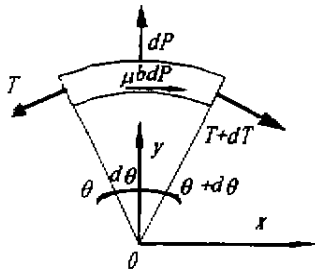
3) 金属带传动模型建立在准静态基础上,忽略其他的惯性力的影响;

4) 带轮为刚体,不考虑带轮的变形。

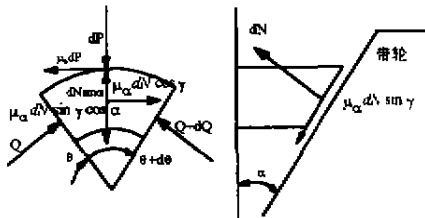
设金属块在整个金属带周向上处于理想的紧密接触状态,将金属带的有效切向摩擦力沿带轮包角上积分得有效传递力为:

$$E^* = \frac{T_w}{r_p} = (T_B - T_A) - (Q_B - Q_A) \quad (3)$$

3.1 $i \geq 1$ 时金属环的力分析模型



(a) 金属环上的受力分析模型



(b) 金属块的受力分析模型

图 5 作用在金属环、金属块上的力分析模型

当 $i \geq 1$ 时金属环上的受力状态如图 5(a) 所示,在带轮包角处取金属环上的微小单元 θ ,忽略高阶微分量,其力平衡关系如下:

$$dT - \mu_b dP = 0 \quad (4)$$

$$Td\theta - dP = 0 \quad (5)$$

$$T(\theta) = T_B \exp(\mu_b \theta) \quad (6)$$

式中 $T(\theta)$ 为金属环张力, T_B 为初始张力, dP 为金属环作用在鞍座上的正压力, μ_b 为金属块间的摩擦系数。

3.2 $i \geq 1$ 时作用在金属块间的挤推力分析模型

在带轮包角上对任意位置的金属块取微小单元 $d\theta$ 如图 5(b) 所示,忽略高阶微分量,金属块的挤推力分析如下:

$$-dQ + \mu_b dP - 2\mu_a dN \cos \gamma = 0 \quad (7)$$

$$Qd\theta - dP + 2(\sin \alpha + \mu_a \sin \gamma \cos \alpha) dN = 0 \quad (8)$$

由式(5)、(7)、(8)得到

$$\mu_o = \frac{\mu_b \cos \gamma}{\sin \alpha + \sin \gamma \cos \alpha \mu_a}$$

其中 μ_o 为当量摩擦系数。可得到下列描述挤推力分布的微分方程:

$$\frac{dQ}{d\theta} = \mu_o Q - (\mu_o - \mu_b) T \quad (9)$$

$$Q(\theta) = Q_B \exp(\mu_o \theta) - T_B \exp(\mu_b \theta) \quad (10)$$

式中 Q_B 为金属块在直线部分的挤推力。利用式(3)的边界条件可对微分方程进行求解。

3.3 $i < 1$ 时金属环的力分析模型

金属环与带轮间的摩擦力方向如图 4(a) 所示,受力分析如图 5(a) 所示,忽略高阶微分量,其微分方程为:

$$dT + \mu_b dP = 0 \quad (11)$$

$$Td\theta - dP = 0 \quad (12)$$

$$T(\theta) = T_A \exp(-\mu_b \theta) \quad (13)$$

3.4 $i < 1$ 时作用在金属块间的挤推力分析模型

在带轮包角上的任意位置对金属块取微小单元 $d\theta$,忽略高阶微分量,金属块的挤推力分析如图 5(b) 所示,其微分方程如下:

$$dQ - \mu_b dP - 2\mu_a dN \cos \gamma = 0 \quad (14)$$

$$Qd\theta - dP + 2(\sin \alpha - \mu_a \sin \gamma \cos \alpha) dN = 0 \quad (15)$$

由式(12)、(14)、(15)得到的当量摩擦系数为

$$\mu_o = \frac{\mu_b \cos \gamma}{\sin \alpha - \sin \gamma \cos \alpha \mu_a}$$

可得到下列描述挤推力分布的微分方程:

$$\frac{dQ}{d\theta} = -\mu_o Q - (\mu_o - \mu_b) T \quad (16)$$

$$Q(\theta) = Q_A \exp(-\mu_o \theta) - T_A \exp(-\mu_b \theta) \quad (17)$$

式中 Q_A 、 T_A 为初始挤推力、张力。

4 数值分析

4.1 坐标系的设定

图 6 所示为带传动中带轮坐标系的设定。主动轮的积分区间以带轮出口处为起点,方向与带轮转动方向相反,主动轮包角为整个积分区间;从动轮以带轮出口为积分区间起点,方向与带轮转动方向相反,从动轮

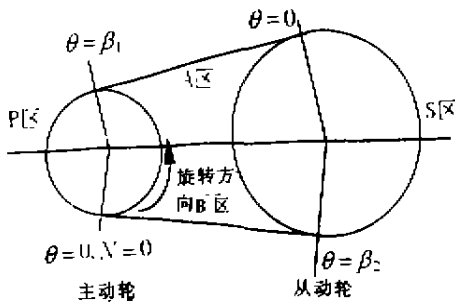


图6 金属带与带轮副坐标系设定
包角为整个积分区间。

为了方便地表示金属块间受金属环张力、金属块

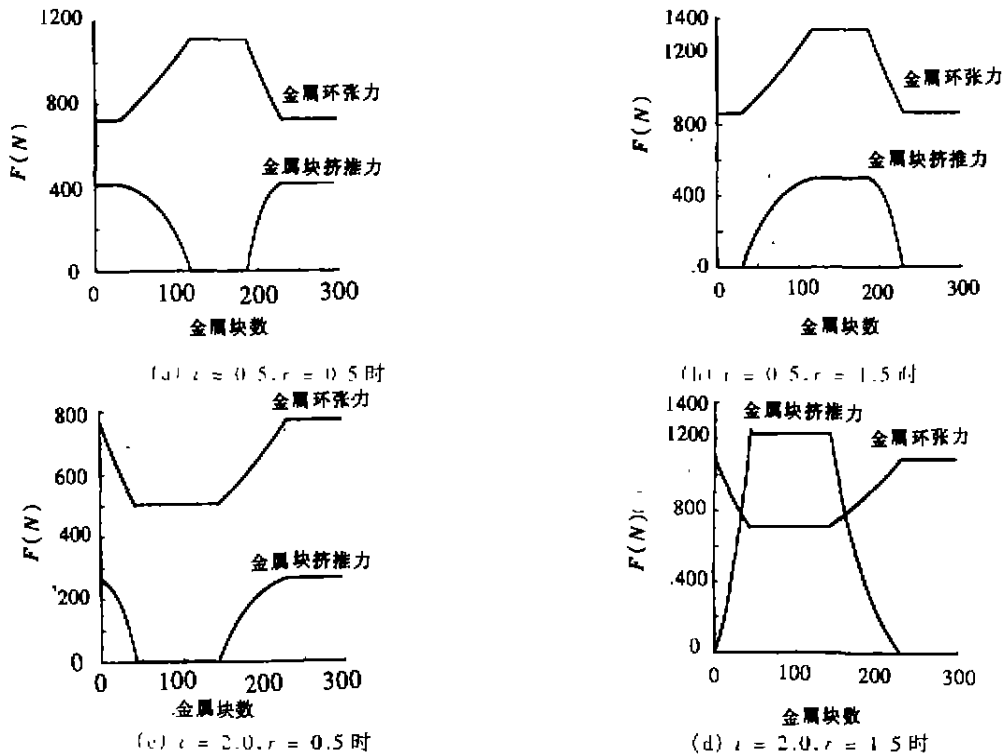


图7 金属环张力、金属块挤推力

挤推力的受力情况,图7所示横坐标是以起始点沿顺时针方向从主动轮出口处为起始点计算的金属块数 n ,图中 β_1, β_2 分别为主、从动包角。

4.2 数值分析结果

本文进行数值分析所用的参数为:金属带长 $L = 655 \text{ mm}$;单个金属块厚度 $t = 2.2 \text{ mm}$;带轮中心距 $A = 155 \text{ mm}$;最大额定传递转矩 $T_m^* = 38.2 \text{ N} \cdot \text{m}$;转矩比 r (输入转矩/最大额定传递转矩), $r = 0.5, r = 1.5$;速比 $i = 0.5, i = 2.0$; $\mu_a = 0.09; \mu_b = 0.16$;金属块数(用 n 表示)为 298.其数值分析结果如图7(a)~(d)所示。

5 结论

1) 作者采用数值分析方法深入地分析、计算了不同转矩比、速比条件下金属带式无级变速传动金属带的张力、挤推力,为进行金属带的强度校核奠定了基础,可用于金属带 CVT 的设计分析。

2) 在高速比、高扭矩情况下,力的传递大部分是依靠金属块的挤推力传递的,这可以提高变速器的承载能力,因此金属带式无级变速器适宜运行在高速比、高扭矩的工况。

3) 计算结果表明这种新型无级变速器传动机理独特,有重要研究价值。

参考文献

- [1] 王红岩. 金属带式无级变速传动系统分析、匹配与综合控制的研究[D]. [博士学位论文]. 长春:吉林工业大学, 1998.
- [2] GORAN GERBERT. Metal-V-Belt Mechanics ASME [J]. 84-DET-22, 1984: 1~9.
- [3] SUN D C. Performance Analysis of a Variable Speed-Ratio Metal V-Belt Drive[J]. ASME, 1988, 110: 472~481.
- [4] HIROKI ASAYAMA. Mechanism of metal pushing belt [J]. JSAE Review 9532209, 1995: 171~174.
- [5] AKIHIRO. Analysis of Behavior of CVT Belt [J]. JSAE Review 891041, 1989: 137~143.

(下转 20 页)

文章编号:1000-582x(2000)02-0020-03

⑥
20-22

用代理服务器提高 HFC 远端数据服务

付勇, 吴中福, 李华, 王康
(重庆大学网络中心, 重庆 400044)

TP393

TN913.2

摘要:混合光纤/同轴电缆网络由于具有近1GHz的用户接入频带而被视为仅次于光纤到户的宽带数据接入方式。但由于环境射频噪声等因素的影响导致数据传输服务的误码率增大,使得数据服务提高受到一定的限制。分析混合光纤/同轴电缆的数据传输特性,改进传输控制协议的数据传输端到端的可靠性包装机制,在网络前端引进代理服务器,可以充分发挥该接入网络的高数据传输率潜力,特别可提高远端的数据传输服务。

关键词:数据传输 / 混合光纤同轴电缆; 代理服务器; 传输控制协议

中图分类号: TN 915.04

文献标识码: A

HFC

数据服务

近年来,国际上因特网的发展非常迅猛,特别是万维网(World Wide Web: WWW)的出现更是大大地提高了Internet的性能,方便了用户的Internet数据访问。可以说,Internet已经从一个研究型网络进化成为未来信息高速公路的雏形。正是由于它的发展前景越来越广阔,为公司和个人带来的效益也将越来越大,使得有线电视公司开始提供Internet领域服务,即提供基于混合光纤/同轴电缆(HFC)网络接入的数据通信服务,包括:电子邮件(E-mail)、新闻(News)、文件传输(FTP)和Web站点访问等。有线电视公司通过电缆调制解调器(Cable Modem)提供的数据服务的传输率往往可以是普通电信公司的电话调制解调器(Modem)提供的几百乃至上千倍,这使得HFC成为仅次于光纤到户(Fiber to the Home: FTTH)的、较优的宽带数据接入方式。

根据IEEE802.14^[1,2],HFC数据接入方式的上行频带在5~45MHz左右,使得数据传输处于短波、超短波频段,受到的窄带噪声干扰比较严重,各种电子器件、家电设备(电视、微波炉、遥控器及业余无线电收发机等)产生的大量干扰也会串入上行通道,使得数据传输中误码率增加。Internet采用的TCP/IP的可靠性保证为端到端的可靠性,即通信子网是“尽力传递”方式的^[3],只有TCP层为提供可靠性做必要的附加工作,而不像ISO/OSI几乎每一层都要保证可靠性传输,大量

重复,所以TCP/IP的效率比ISO/OSI高,尤其是在当低层网络技术很可靠时,TCP/IP的效率更加可观。但HFC由于电缆数据传输时的误码率较高,使得基于TCP端到端的数据传输服务(特别是远端数据)受限,不能充分发挥HFC接入的高数据传输率的潜力。

笔者根据HFC的数据服务的具体特点,提出用代理服务器来提高基于HFC数据接入的远端数据传输能力。

1 HFC系统拓扑结构

图1为基于HFC接入的数据服务的拓扑结构^[2]。用户通过Cable Modem连接到HFC网络,Cable Modem完成通过电缆向前端传输数据和接受前端传输来的数据的调制和解调工作。为了与现行的有线电视系统相兼容,HFC数据传输中用户与前端间的通信采用频分复用方式。因Internet资源的不均匀性和服务要求的不对称性,HFC中上行通道频带为5~42/65MHz(北美/欧洲标准),下行频带(包括数据服务和有线电视服务)为88~860MHz北美标准/110~862MHz欧洲标准。

2 数据服务分析

HFC系统能使用户接受的重要因素是它比普通电话线方式具有更大的可用频带和更高的数据传输率。

收稿日期:1999-03-12

作者简介:付勇(1971-),男,贵州人,重庆大学博士研究生,主要研究方向:三网合一研究。