

第 15 篇 多点啮合柔性传动

主要撰稿 王春和 周朗晴 孙夏明 季泉生 马敬勋
审 稿 段慧文 林 鹤 黄靖远 王德夫 洪允楣

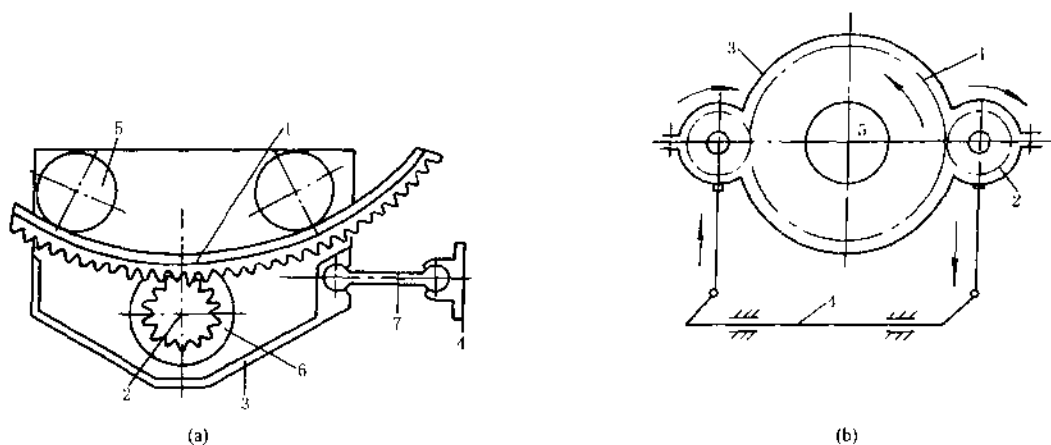
第 1 章 多点啮合柔性传动原理、分类和常用结构型式

1 多点啮合柔性传动原理

多点啮合柔性传动简称多柔传动。这种传动是把全部传动系统或部分低速级传动装置（如末级大小齿轮传动）悬挂在承载主轴上，并由弹性元件组成的柔性支承系统（例如弹簧、弹性扭杆等）将悬挂的齿轮箱体与地基相连，使之能与主轴的挠曲或变形相适应，从而可保证末级大小齿轮轮齿之间保持良好的啮合状态。

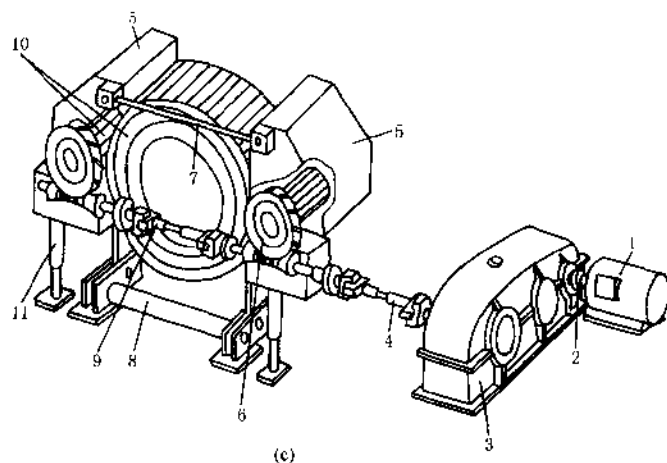
在这种传动中，为了减小传动系统的外廓尺寸，采用了功率分流的方法，将低速级的末级大齿轮用多个小齿轮进行周边驱动，即所谓多点啮合传动。

多柔传动的工作原理如图 15-1-1 所示。



1—大齿轮；2—小齿轮轴；3—箱式小车；
4—支座；5—箱式小车滚轮；6—小齿轮；
7—柔性支承（弹性支杆）

1—大齿轮；2—小齿轮；3—外壳；
4—柔性支承（弹性扭杆）；
5—承载主轴



1—电动机；2—联轴器；3—初级减速器；4—万向联轴器；5—左右传动架；6—蜗轮蜗杆减速器（中间减速器）；7—拉杆；8—弹性扭杆；9—万向联轴器；10—末级大小齿轮（末级减速装置）；11—弹簧重力平衡器

图 15-1-1 多点啮合柔性传动原理

在图 a 的装置中,小齿轮通过轴承安装在箱式小车 3 内,小车又经四个车轮(滚轮)5 悬挂在大齿轮 1 两侧的轮缘上,大齿轮与工作机械的承载主轴固定。运转时平衡反转矩作用的弹性支杆 7 通过球铰,一端连接在小车 3 上,另一端连接在支座 4 上,当大齿轮随同承载主轴变形而下移时,箱式小车也将随之同步下移,从而保证了大小齿轮之间的正确啮合。

图 b 中的多柔传动装置,基本原理与图 a 相同,只是小齿轮 2 悬挂在大齿轮 1 的轮齿上,运转时的反转矩由安装在基础上的弹性扭杆平衡。以上两种多柔传动由于其电动机、初级减速机全部安装在地面基础上,只是末级小齿轮(有时连同中间减速器)悬挂安装在大齿轮上,故称半悬挂式多柔传动。图 c 为两点啮合半悬挂式柔性传动的实例,原理与图 b 类似,为了解决传动系统的对中问题,在初级减速器与悬挂齿轮之间采用了万向联轴器 4。

2 多点啮合柔性传动的优点及应用

2.1 多柔传动的优点

(1) 它可避免齿轮传动中由于工作机械主轴变形或变位引起的偏载或卡滞,从而可持久保持良好的啮合与正确的传动。

(2) 由于多柔传动中的柔性支承构件(例如弹簧、弹性扭杆等)对冲击性或阻塞性动载荷具有“缓冲”及“软化”作用,故能减小啮合传动中的刚性冲击,并能吸收振动,使运行平稳。

(3) 由于采用多点啮合,把所传递的功率进行分流,使得每点传递的转矩减小,同时由于采用柔性传动,齿宽基本不受限制,承载能力显著提高,可明显减少大小齿轮的中心距,使整个传动系统结构紧凑。

(4) 因多柔传动一般均采用两套以上的传动装置,其中一套损坏时其他装置仍可维持运转,故可保证安全生产,同时便于安装过载保护和测扭装置,可减少断轴、剪断地脚螺栓等设备事故,能保证传动系统主要零部件的安全。

(5) 尺寸小重量轻,有时虽因结构要求不能减小齿轮的外廓尺寸(例如直径)但可减小齿轮模数,因此便于制造,如果采用中心距可调结构(偏心式或拉杆式)还可降低齿厚制造精度,齿面磨损后,可调小中心距继续使用。

(6) 由于基础上只安装柔性支承构件和高速传动部分,没有大转矩承力构件,基础受力小且结构简单,故基建投资相对减少。

(7) 大部分部件都是整体安装,故安装简便

(8) 容易实现通用化、系列化和标准化。

2.2 多柔传动的应用

多柔传动比较广泛地应用在大中型烧结机、破碎机、球磨机、棒磨机、矿井提升设备、水泥磨机、氧气转炉、回转窑、斗轮挖掘机、混铁炉、铁水罐车、搅拌机、港口起重机、雷达、制糖和造纸机械等设备上,近年来发展迅速。特别是在氧气炼钢转炉方面,这种传动作为倾动装置,非常普及。在水泥磨机上,电动机功率已达数万千瓦。在一些低速传动装置方面,主轴传递的转矩可达千万牛·米,速比能达数千。目前我国在大中型氧气炼钢转炉上,使用已较普遍,在烧结机上也在逐步推广,在其他领域有的也已应用,有的需进一步开发。这种传动装置的适用范围比较广,特别适用于大转矩、大减速比、低转数的传动场合。

3 多点啮合柔性传动的分类

表 15-1-1

分类方法	型式	特 点	备 注
啮合点数	单点	末级大齿轮由一个周边小齿轮驱动	
	双点	末级大齿轮用两个周边小齿轮驱动	
	多点	末级大齿轮用三个以上的周边小齿轮驱动	
悬挂方式	半悬挂式	传动系统中的一部分传动装置悬挂安装在负载主轴上	
	全悬挂式	传动系统中的全部传动装置(包括电动机)都悬挂安装在负载主轴上	

续表

分类方法	型式	特 点	备 注
末级大小齿轮中心距是否可调	中心距固定	大小齿轮中心距不可调	分悬挂小车固定滚轮式和悬挂箱体式两种
	中心距可调	通过调节大小齿轮中心距进行齿侧间隙的调节	分拉杆式、推杆式和悬挂小车偏心滚轮式三种
柔性支承构件结构	水平弹簧式 垂直弹簧式	柔性支承构件是水平放置的弹簧 柔性支承构件是垂直放置的弹簧	
	拉压杆式 扭力杆式	柔性支承构件是受拉或受压的杆件 柔性支承构件是承受扭转力矩的杆件	分自平衡式和端固定式两种
	液压式	柔性支承构件是一套液压系统	
	综合式	柔性支承构件是几个单元柔性支承构件的组合	分弹簧-液压式、弹簧-扭力杆式和杠杆-弹簧式三种
	可调式	柔性支承构件可进行某些参数的调节, 例如刚度、偏心距等	分刚度可调、刚度偏心距均可调两种
	浮点铰链式	柔性支承构件是由球面轴承和橡胶垫板构成的浮点铰链	

4 多点啮合柔性传动的常用结构型式

表 15-1-2

型 式	结 构 要 点	结 构 特 征			特 点 及 应 用
		啮合点数	悬挂方式	柔性支承构件	
悬挂箱体式 (PGC 型或 FS-MT 型)	末级减速装置通过刚性箱体悬挂在承载主轴上, 初级减速器悬挂安装在刚性箱体上, 电动机又悬挂固定在初级减速器机壳上, 故末级大小齿轮齿侧间隙不能调节; 为保护传动系统中的柔性支承构件——扭力杆不受损坏, 设置了防止扭力杆过载的限扭器, 各啮合点的载荷均衡问题通过合理选择电动机特性和电气控制回路解决 结构见图 15-1-2	4	全悬挂式	自平衡式单扭力杆	结构整齐紧凑, 安装维修方便, 可设置更多的啮合点 (一般可设 2~12 个点), 适用于端部传动 (大齿轮直接与负载主轴的轴端连接) 的各种倾动设备, 特别适用于大型炼钢转炉的倾动, 目前我国宝钢 300t 转炉和鞍钢 180t 转炉等均在使用
悬挂箱体式 (半悬挂型)	末级减速器的刚性箱体悬挂在承载主轴 (转炉耳轴) 上, 箱体内部的小齿轮轴经万向联轴器与初级减速器连接, 传动系统中设快慢两台电动机以便转炉的倾翻和复位 结构见图 15-1-3	1	半悬挂式	水平弹簧或端固定式拉压杆	结构简单, 布置欠紧凑, 占地较大, 适用于一般中小型转炉
悬挂箱体式 (双边驱动型)	末级减速器的刚性箱体悬挂在承载主轴上, 它的每个小齿轮的轴端都悬挂着初级减速器, 同时初级减速器的高速端又通过带缓冲器的支臂支承在刚性箱体上, 初级减速器壳上设有支承板, 其上安装电动机和制动器, 柔性支承构件的上端与刚性箱体底座横梁用球铰铰接, 下端与基础支座通过球铰连接 结构见图 15-1-4	2×6 (双边驱动, 每边 6 点)	全悬挂式	弹簧-液压组合式	适用于端部传动的各种倾动设备, 特别适用于大型炼钢转炉, 它目前使用于 350t 炼钢转炉上

型 式	结 构 要 点	结 构 特 征			特 点 及 应 用
		啮合点数	悬挂方式	柔性支承构件	
悬挂箱体式(拉压杆型)	传动装置中的减速器和电动机悬挂在主轴轴端上,低速级齿侧间隙不能调整,柔性支承采用端固定式拉压杆结构,三点啮合不对称布置 结构见图 15-1-5	3	全悬挂式	端固定式拉压杆	悬挂安装简单,只能用于端部传动,常用于大型斗式挖掘机上,功率可达 1500kW,也可用于转炉上
悬挂小车式(固定滚轮型或称 BF 型)	每个末级传动啮合点都是一个由滚轮(车轮)和末级传动小齿轮组成的小车,小车通过四个滚轮悬挂在大齿轮内侧轮缘上,末级大小齿轮的传动侧隙由在大小齿轮轮缘上另设凸缘予以保证(凸缘结构参看图 15-2-5b) 结构见图 15-1-6	1~5	一般为半悬挂式	端固定式拉压杆或扭力杆	适用于端部传动和中部传动(例如回转窑、回转圆筒式干燥机等)
悬挂小车式(偏心滚轮型或称 TSP 型)	驱动电动机经非悬挂初级减速器和安装在悬挂小车上的中间减速器带动末级传动小齿轮驱动大齿轮;左右四台小车两两经过销轴连接后,再与扭力杆和支座连接;带偏心调整装置的滚轮,在大齿轮内轮缘上滚动,用调整偏心限制最大传动侧隙,用大小齿轮上设置的凸缘保证最小传动侧隙 结构见图 15-1-7	4	半悬挂式	端固定式双扭力杆	扭力杆长度和直径可以变化,支承刚度变化范围大但结构复杂,适用于端部传动和中部传动,例如氧气顶吹转炉倾动和回转圆筒式机械等
悬挂小车式(BF14 型)	电动机为落地式安装,传动系统中的二级减速装置通过滚轮悬挂在大齿轮(圈)轮缘上,悬挂的二级减速装置的箱体被弹簧重力平衡器支承,柔性支承构件用拉压杆 结构见图 15-1-8	1	半悬挂式	端固定式拉压杆	结构紧凑适用于中间传动和端部传动
拉杆式(BFT 型)之一,无弹簧平衡器对称型(左右传动架的结构完全相同,相对大齿轮中心对称)	小齿轮及其前置的蜗轮蜗杆减速器安装在传动架上,左右传动架靠拉杆悬挂在大齿轮上,两啮合点载荷分配不均衡,末级大小齿轮间有凸缘,用以维持最小侧隙,用拉杆的调整(调整大小齿轮中心距或调整拉杆刚度)限制最大侧隙 结构见图 15-1-9	2	半悬挂式	自平衡式扭力杆或拉压杆	一般只适用于端部传动,目前有系列化尺寸,特别适用于各种冶金烧结机上,由于存在左右啮合点载荷分配不均衡的缺点,实际应用较少,而大多采用设有弹簧重力平衡器的下述两种 BFT 型
拉杆式(BFT 型)之二,有弹簧重力平衡器对称型	它是上面所述 BFT 原型的一种改进型,主要是在左右传动架上设置了弹簧重力平衡器以平衡传动架的重量,这样,当参数设计合理时,就能使两侧载荷相等且达到自动平衡 结构见图 15-1-10	2	半悬挂式	自平衡扭力杆或拉压杆	与 BFT 原型相同,目前普遍用于烧结机上

续表

型 式	结 构 要 点	结 构 特 征			特 点 及 应 用
		啮合点数	悬挂方式	柔性支承构件	
拉杆式 (BFT 型) 之二, 有 弹簧重力 平衡器的 非对称型 (其中某 传动架上 悬挂有初 级减速器, 两传动架 对大齿轮 中心线不 对称)	它与对称型的主要区别是初级 减速器不装在基础上而悬挂在某 侧传动架上, 形成一种左右传动 架不对称结构 结构见图 15-1-11	2	半悬挂式	自平衡扭 力杆或拉压 杆	与对称型相同, 目前普遍使 用于烧结机上, 例如宝钢 450m ² 烧结机及韶关冶炼厂烧结机
推杆式 (BFP 型)	可有多个大小齿轮啮合点, 每 个啮合点上的传动内轮箱由弹簧 推杆支承, 限制轮齿的最大侧隙, 大小齿轮间有凸缘以保持最小侧 隙 结构见图 15-1-12	1~5	一般是半 悬挂式	液压或弹 簧推杆	结构简单、尺寸较小, 适用 于中部传动和端部传动, 应用 于造球机和水泥窑等

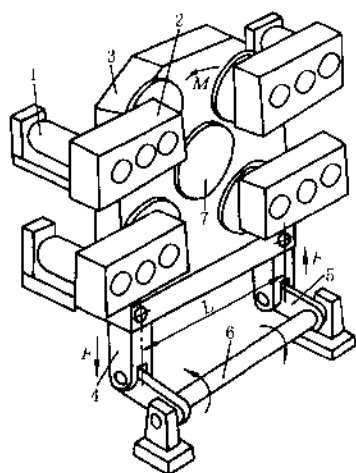


图 15-1-2 悬挂箱体式 (PGC

型或 FS-MT 型) 结构

1—电动机; 2—初级减速器;

3—末级减速装置; 4—直杆;

5—曲柄; 6—扭力杆;

7—承载主轴

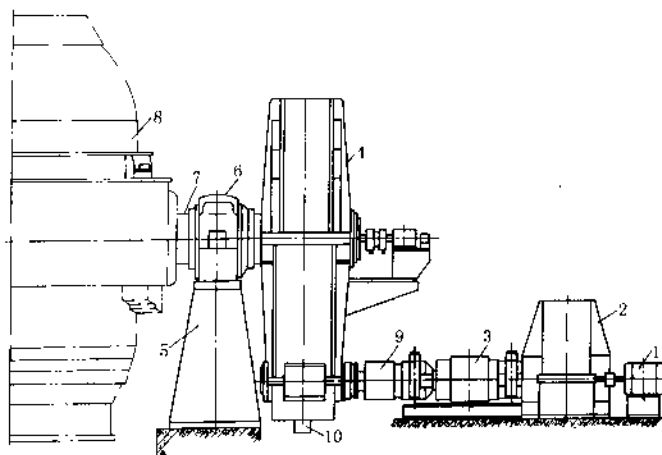


图 15-1-3 悬挂箱体式 (半悬挂型) 结构

1—慢速电动机; 2—初级减速器; 3—快速电动机;

4—悬挂末级减速器箱体; 5—轴承支架; 6—轴承;

7—承载主轴; 8—工作机械 (转炉);

9—万向联轴器; 10—柔性支承构件

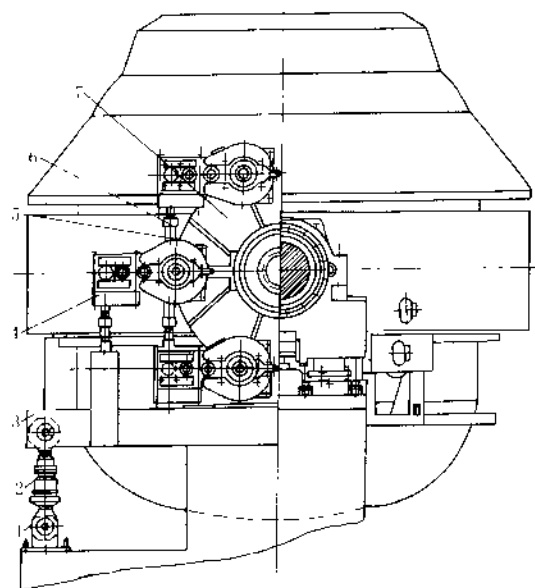


图 15-1-4 悬挂箱体式
(双边驱动型) 结构

1—支座；2—柔性支承构件；3—横梁；4—初级减速器；
5—支臂；6—缓冲器；7—悬挂末级减速器

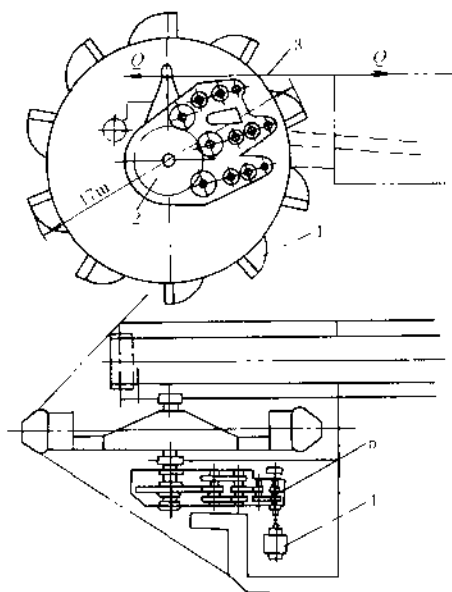


图 15-1-5 悬挂箱体式
(拉压杆型) 结构

1—斗轮；2—末级大齿轮；
3—柔性支承构件(拉压杆)；
4—电动机；5—减速器

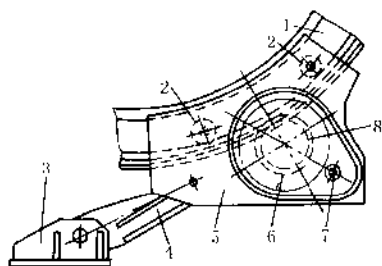


图 15-1-6 悬挂小车式(固
定滚轮型或称 BF 型) 结构

1—大齿轮；2—滚轮；3—支座；
4—柔性支承构件；5—小车体；6—凸
缘；7—输入轴；8—小齿轮

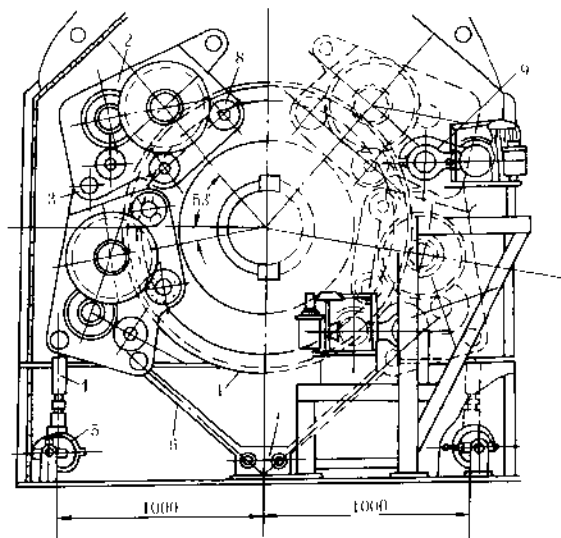


图 15-1-7 悬挂小车式(偏心滚轮型
或称 TSP 型) 结构

1—末级大齿轮；2—悬挂小车；3—连接销；
4—直杆；5—扭力杆；6—斜支杆；7—支座；
8—偏心滚轮；9—非悬挂初级减速器

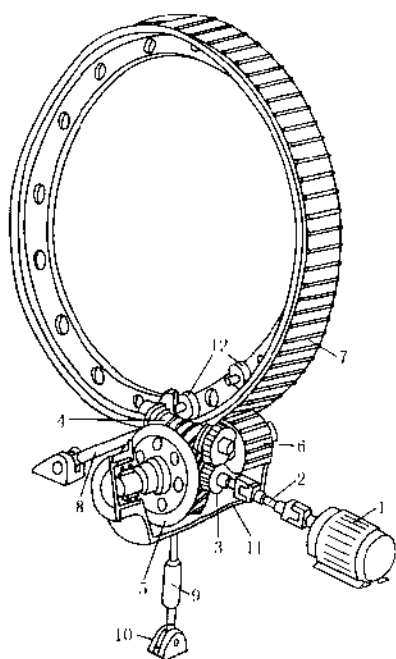


图 15-1-8 悬挂小车式
(BF14 型) 结构

1—电动机；2—万向联轴器；3—中间传动齿轮；4—蜗杆；5—蜗轮；6—末级小齿轮；7—末级大齿轮；8—柔性支承构件；9—弹簧重力平衡器；10—铰链支座；11—悬挂减速箱体；12—小车滚轮

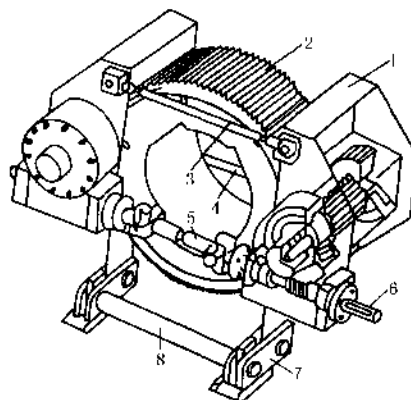


图 15-1-9 拉杆式
(BFT 型) 之一，无弹簧
平衡器对称型结构

1—悬挂传动架；2—大齿轮；3—前拉杆；4—后拉杆；5—万向联轴器；6—输入轴；7—曲柄；8—扭力杆

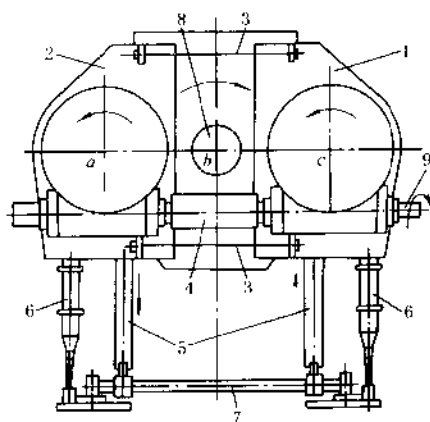


图 15-1-10 拉杆式 (BFT 型) 之二，
有弹簧平衡器对称型结构

1—右传动架；2—左传动架；3—拉杆；4—万向联轴器；5—直杆；6—弹簧重力平衡器；7—扭力杆；8—承载主轴；9—输入端

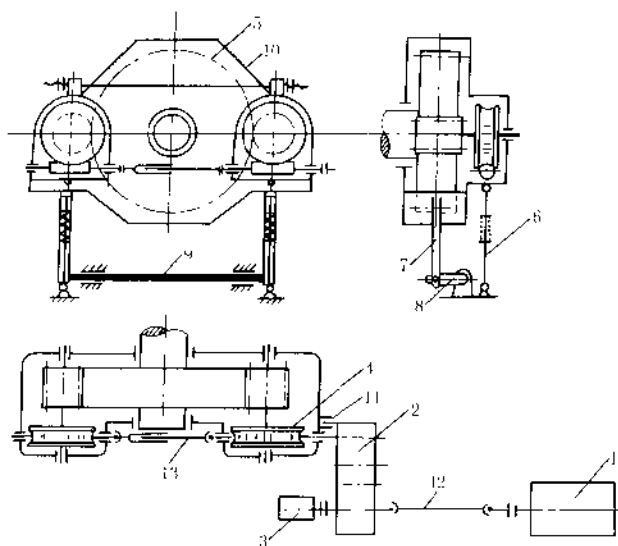


图 15-1-11 拉杆式 (BFT 型) 之三,
有弹簧重力平衡器的非对称型结构

- 1—电动机; 2—悬挂在传动架上的初级减速器; 3—测速发电机;
4—蜗轮传动装置; 5—木级大齿轮; 6—弹簧重力平衡器;
7—直杆; 8—曲柄; 9—自平衡式扭力杆;
10—拉杆; 11—初级减速器悬挂在传动架上的连接装置;
12、13—万向联轴器

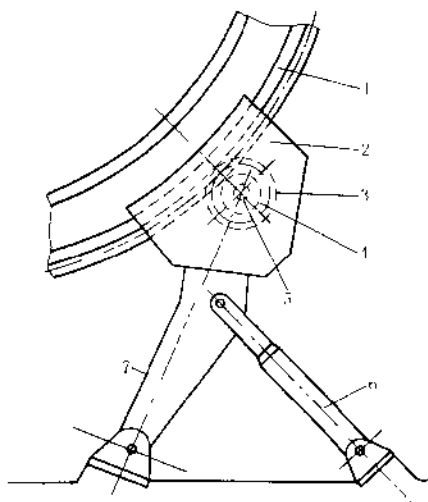


图 15-1-12 推杆式
(BFP 型) 结构

- 1—大齿轮; 2—小齿轮箱; 3—凸缘;
4—小齿轮; 5—小齿轮轴; 6—弹簧推杆;
7—支杆

第2章 多点啮合柔性传动装置的设计计算

1 多柔传动的载荷均衡问题

多点啮合柔性传动装置的设计计算中各啮合点之间的载荷均衡问题是一个非常重要的问题,为了达到载荷均衡应采用必要的均载技术。所谓均载技术是指一台电动机驱动多点或多台电动机同时驱动一台设备时,保证每个啮合点作用力相等或每台电动机负载均衡的技术措施。单电机驱动的均载主要是使结构和参数设计合理。多电机驱动除结构与参数的合理设计外,通常还可采用下面的均载措施:①利用交流异步电机的自适应性(负载增加转速下降,负载减少转速上升)使同一传动装置中的每台电动机自动保持功率的平衡,大体上维持各啮合点的均载;②在使用交流电动机驱动中,用可调型液力偶合器作为联轴器可实现载荷的均衡(使用限矩型液力偶合器也可减少各啮合点的载荷不均匀性);③采用直流电动机时,通过电气控制,使每台电机的电流维持在一定范围,以使各啮合点保持均载;④大功率的传动装置(几百千瓦以上)可采用同步电动机,并设置液体粘滞型载荷分配离合器,通过改变摩擦片之间的压紧力控制相对滑动,进行各啮合点的载荷均衡调节。这种方法,其转速和电机负载变化的反应时间小于10ms,各啮合点载荷差可小于3%。

2 多柔传动的设计计算

2.1 拉杆式(BFT型)的设计计算

图15-2-1为BFT型的受力简图。该图为一般情况,即有弹簧重力平衡器的非对称的BFT型(即在右传动架悬挂有初级减速器)。为了求解各未知力,可取左、右传动架(包括架内各齿轮、蜗轮等回转零件)为分离体,列出平衡方程求解。取传动架三棱边为 x 、 y 、 z 轴,其交点 O 为坐标原点,左传动架各代号均带“'”

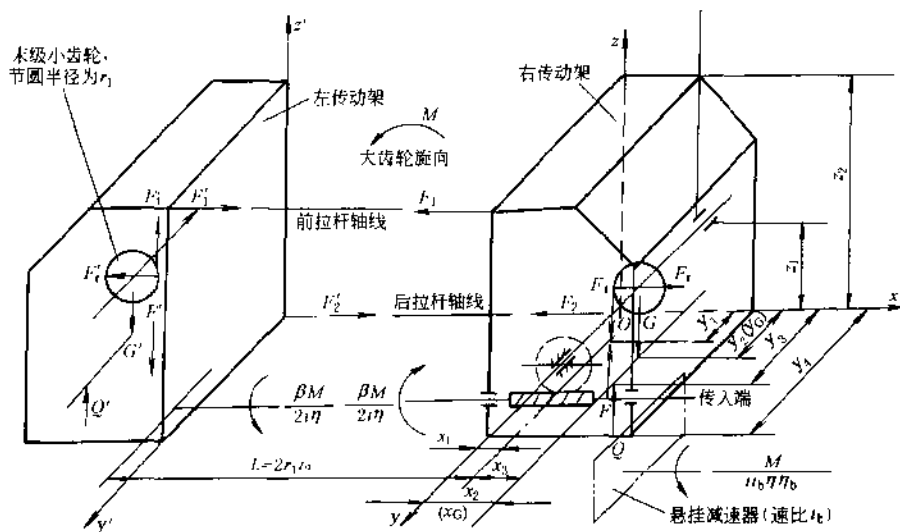


图 15-2-1 BFT 型受力简图

(1) 一般情况(有弹簧重力平衡器,左右传动架载荷不平衡)时各力的求解

1) 平衡方程 对右传动架的平衡方程

$$\sum F_x = 0 \quad F_1 + F_2 - F_r = 0 \quad (15-2-1)$$

$$\sum F_z = 0 \quad F - F_r - G + Q = 0 \quad (15-2-2)$$

$$\sum M_x = 0 \quad \frac{M}{u_b \eta \eta_b} - \frac{\beta M}{2i\eta} + (F_r - F)y_1 + Gy_G - Qy_3 = 0 \quad (15-2-3)$$

或 $\frac{M}{i_b \eta \eta_b} - \frac{\beta M}{2i\eta} + F_1 y_1 - F_1 y_F + G y_G - Q y_3 = 0$ (当把 F 与 F_1 的 y 坐标设计成不相同)

$$\sum M_y = 0 \quad F_1 z_2 + (F - F_1) x_1 + Q x_2 - G x_G - F_1 z_1 = 0 \quad (x_2 = x_1 + x_3) \quad (15-2-4)$$

$$\sum M_z = 0 \quad F_1 y_1 - F_1 y_4 = 0 \quad (15-2-5)$$

对左传动架的平衡方程

$$\sum F_x = 0 \quad F_1' + F_2' - F_r' = 0 \quad (15-2-6)$$

$$\sum F_z = 0 \quad F' - F_1' + G' - Q' = 0 \quad (15-2-7)$$

$$\sum M_x = 0 \quad \frac{\beta M}{2i\eta} + (F' - F_1') y_1' + G' y_G' - Q' y_2' = 0 \quad (15-2-8)$$

或 $\frac{\beta M}{2i\eta} + F' y_F' - F_1' y_1' + G' y_G' - Q' y_2' = 0$ (当把 F' 与 F_1' 的 y 坐标设计成不相同)

$$\sum M_y = 0 \quad F_1' z_2' + (F_1' - F') x_1' + Q' x_2' - G' x_G' - F_1' z_1' = 0 \quad (x_2' = x_1' + x_3') \quad (15-2-9)$$

$$\sum M_z = 0 \quad F_1' y_1' - F_1' y_4' = 0 \quad (15-2-10)$$

对扭力杆的平衡方程

$$FS - F'S = 0 \quad (15-2-11)$$

对主轴载荷的平衡方程

$$M = (F_1 + F_1') r_1 i_2 \quad (15-2-12)$$

对弹簧重力平衡器的平衡方程

$$Q = K(\Delta h_0 + \Delta h_1 + \Delta h_2) \text{ (大齿轮逆时针旋转时)} \quad (15-2-13)$$

$$Q' = K(\Delta h_0' - \Delta h_1 - \Delta h_2) \text{ (大齿轮逆时针旋转时)} \quad (15-2-14)$$

$$\Delta h_1 = \frac{16MS^2}{G\pi d^4}$$

$$\Delta h_2 = F/K_2$$

式中 F, F' ——柔性支承的直杆对右、左传动架的支反力, N;

F_1, F_1' ——末级大小齿轮的圆周力, N;

F_r, F_r' ——末级大小齿轮的径向作用力, N;

F_1, F_2 ——右传动架前、后拉杆的作用力, N;

F_1', F_2' ——左传动架前、后拉杆的作用力, N;

G, G' ——传动架的重力, N;

Q, Q' ——弹簧重力平衡器对传动架的支反力, N;

K ——弹簧重力平衡器弹簧刚度, N/mm;

$\Delta h_0, \Delta h_0'$ ——弹簧重力平衡器弹簧的预调压缩量, mm;

Δh_1 ——扭力杆的变形使弹簧变形增加或减小的变动量, mm;

Δh_2 ——柔性直杆的变形使弹簧变形增加或减小的变动量, mm;

S ——扭力杆曲柄长度, mm;

G_r ——扭力杆材料的扭转弹性模量, N/mm²;

d ——扭力杆直径, mm;

K_2 ——直杆刚度, N/mm;

x_1, y_1 ——右传动架末级小齿轮与大齿轮啮合点的坐标, mm;

x_1', y_1' ——左传动架末级小齿轮与大齿轮啮合点的坐标, mm;

x_2, y_2 ——弹簧重力平衡器在右传动架上的支点坐标, mm;

x_2', y_2' ——弹簧重力平衡器在左传动架上的支点坐标, mm, $x_2 = x_1 + x_3$; $x_2' = x_1' + x_3'$;

x_G, y_G ——右传动架的重心坐标, mm;

x_G', y_G' ——左传动架的重心坐标, mm;

y_3, y_3' ——传动架沿前后方向的长度, mm;

z_1, z_1' ——小齿轮中心在 z 方向的坐标, mm;

z_2, z_2' ——传动架的高度, mm;

$x_F(x_F'), y_F(y_F')$ ——柔性支承构件(扭力杆)直杆在传动架上支点坐标, mm;

M ——承载主轴输出转矩, N·mm;

β ——传递系数, 即考虑左右传动架传递

动力不同的系数, $\beta = \frac{F_1' L}{M}$;

L ——扭力杆或拉压杆有效作用长度, mm;

μ, μ' ——传动架重力与柔性支承的直杆支反

力的比值, $\mu = \frac{G}{F} = \frac{GL}{M}$, $\mu' = \frac{G'}{F'} =$

$\frac{G'L}{M}$;

i_1, i_1' ——蜗轮蜗杆减速比;

i_2, i_2' ——末级传动大小齿轮传动比;

i 、 i' ——传动架传入端到主轴的传动比， $i = i_1 i_2$ ， $i' = i'_1 i'_2$ ；
 η_1 、 η'_1 ——蜗轮蜗杆效率；
 η_2 、 η'_2 ——末级传动大小齿轮效率；
 η 、 η' ——蜗轮副和末级传动齿轮副总效率， $\eta = \eta_1 \eta_2$ ， $\eta' = \eta'_1 \eta'_2$ ；
 i_b 、 i'_b 、 η_b 、 η'_b ——悬挂的初级减速器速比和效率；
 r_1 、 r'_1 ——末级传动小齿轮节圆半径，mm。

2) 计算公式 设传动架重力对扭力杆作用力之比为 μ 和 μ' ，即 $\mu = \frac{G}{F}$ 、 $\mu' = \frac{G'}{F'}$ ，将上面平衡方程求解，得到下列计算公式：

$$Q = K \left(\Delta h_0 + \frac{16MS^2}{G_c \pi d^4} + \frac{F}{K_2} \right) \quad (15-2-15)$$

$$Q' = K \left(\Delta h'_0 - \frac{16MS^2}{G_c \pi d^4} - \frac{F}{K_2} \right) \quad (15-2-16)$$

$$F = F'$$

$$F_1 = F(1 - \mu) + Q$$

$$\text{或} \quad F_1 = \frac{M}{L}(1 - \mu) + K \left(\Delta h_0 + \frac{16MS^2}{G_c \pi d^4} + \frac{M}{LK_2} \right) \quad (15-2-17)$$

$$F'_1 = F'(1 + \mu') - Q'$$

$$\text{或} \quad F'_1 = \frac{M}{L}(1 + \mu') - K \left(\Delta h'_0 - \frac{16MS^2}{G_c \pi d^4} - \frac{M}{LK_2} \right) \quad (15-2-18)$$

$$F_1 = F_2 = \frac{F_1 \tan \alpha}{2} \quad (15-2-19)$$

$$F'_1 = F'_2 = \frac{F'_1 \tan \alpha}{2} \quad (15-2-20)$$

$$F_r = F_1 \tan \alpha \quad (15-2-21)$$

$$F'_r = F'_1 \tan \alpha \quad (15-2-22)$$

$$x_3 = \frac{1}{Q} \left[F_r x_1 + G x_G - \left(\frac{M}{L} - F_1 \right) x_1 - Q x_1 - F_1 x_2 \right] \quad (15-2-23)$$

$$x_2 = x_1 + x_3$$

$$y_3 = \frac{1}{Q} \left[\frac{M}{i_b \eta \eta_b} - \frac{\beta M}{2 i \eta} - \left(\frac{M}{L} - F_1 \right) y_1 + G y_G \right] \quad (15-2-24)$$

$$\text{或} \quad y_3 = \frac{1}{Q} \left[\frac{M}{i_b \eta \eta_b} - \frac{\beta M}{2 i \eta} - \left(\frac{M}{L} y_F - F_1 y_1 \right) + G y_G \right] \quad (\text{当 } F \text{ 与 } F_1 \text{ 的 } y \text{ 坐标不同时})$$

$$x'_3 = \frac{1}{Q'} \left[F'_r x'_1 + G' x'_G + \left(\frac{M}{L} - F'_1 \right) x'_1 - Q' x'_1 - F'_1 x'_2 \right] \quad (15-2-25)$$

$$x'_2 = x'_1 + x'_3$$

$$y'_3 = \frac{1}{Q'} \left[\frac{\beta M}{2 i \eta} + \left(\frac{M}{L} - F'_1 \right) y'_1 + G' y'_G \right] \quad (15-2-26)$$

$$\text{或} \quad y'_3 = \frac{1}{Q'} \left[\frac{\beta M}{2 i \eta} + \left(\frac{M}{L} y'_F - F'_1 y'_1 \right) + G' y'_G \right] \quad (\text{当 } F' \text{ 与 } F'_1 \text{ 的 } y' \text{ 坐标不同时})$$

上述一般情况也适用于对称 BFT 型，但应按下列关系代入有关公式中，即

$$i_b = 1, \eta_b = 1, G = G', \mu = \mu', x_G = x'_G, y_G = y'_G$$

3) 左右传动载荷不平衡时的附加径向力与附加摩擦力矩

载荷不平衡时，不均载系数 $\delta = F'_r/F_r \neq 1$ ，此时出现附加径向力 ΔF_r

$$\Delta F_r = F'_r - F_r = (F'_1 - F_1) \tan \alpha \quad (15-2-27)$$

设大小齿轮凸缘间的摩擦因数为 f ，则增加的附加摩擦力矩为 ΔM_r

$$\Delta M_r = \Delta F_r f d_p / 2 = (F'_1 - F_1) f d_p \tan \alpha / 2 \quad (15-2-28)$$

式中 f ——大小齿轮凸缘间的摩擦因数；

d_p ——大齿轮凸缘表面处的直径，mm；

α ——大小齿轮的啮合角。

附加摩擦力矩将使主轴传递的总转矩增加, 因此设计时保证载荷均衡十分重要。

(2) 左右传动架载荷均衡的条件

左右传动架载荷均衡是指两传动架传递的载荷完全相等, 各传递总转矩的 $1/2$, 此时, $\beta = 1$, $F_1 = F'_1 = F = M/L$, $\delta = F'_1/F_1 = 1$; 因而其他各力有下列关系:

$$F_1 = F'_1 = F_1 \tan \alpha, \quad F_1 = F'_1 = F_2 = F'_2 = F_1 \tan \alpha / 2$$

$$G = Q \quad G' = Q' \quad F = F'$$

$$\text{故} \quad G = \mu F = Q = K \left(\Delta h_0 + \frac{16MS^2}{G_t \pi d^4} + \frac{F}{K_2} \right) \quad (15-2-29)$$

$$G' = \mu' F' = Q' = K \left(\Delta h'_0 - \frac{16MS^2}{G_t \pi d^4} - \frac{F}{K_2} \right) \quad (15-2-30)$$

所以左右弹簧重力平衡器上弹簧的预调压缩量为 $\Delta h'_0$ 、 Δh_0 :

$$\Delta h'_0 = \frac{M}{L} \left(\frac{\mu'}{K} + \frac{16LS^2}{G_t \pi d^4} + \frac{1}{K_2} \right) \quad (15-2-31)$$

$$\Delta h_0 = \frac{M}{L} \left(\frac{\mu}{K} - \frac{16LS^2}{G_t \pi d^4} - \frac{1}{K_2} \right) \quad (15-2-32)$$

左右弹簧重力平衡器的位置为:

$$x'_2 = x'_1 + x'_3 = \frac{1}{\mu'} \tan \alpha \left(z'_1 - \frac{z'_2}{2} \right) + x'_G \quad (15-2-33)$$

$$x_2 = x_1 + x_3 = \frac{1}{\mu} \tan \alpha \left(z_1 - \frac{z_2}{2} \right) + x_G \quad (15-2-34)$$

$$y'_3 = y'_G + \frac{L}{2\mu' i \eta} \quad (15-2-35)$$

$$\text{或} \quad y'_3 = y'_G + \frac{L}{2\mu' i \eta} + \frac{1}{\mu'} (y'_1 - y'_1) \quad (\text{当 } F' \text{ 与 } F'_1 \text{ 的 } y' \text{ 坐标不同时})$$

$$y_3 = y_G + \frac{L}{\mu i \eta} \left(-\frac{1}{i_b \eta_b} - \frac{1}{2} \right) \quad (15-2-36)$$

$$\text{或} \quad y_3 = y_G + \frac{L}{\mu i \eta} \left(-\frac{1}{i_b \eta_b} - \frac{1}{2} \right) + \frac{1}{\mu} (y_1 - y_F) \quad (\text{当 } F \text{ 与 } F_1 \text{ 的 } y \text{ 坐标不同时})$$

$$z_2 = z'_2 = \frac{F_r}{F_1} z_1$$

$$y_4 = y'_4 = \frac{F_r}{F_1} y_1$$

$$z_1 = z'_1, \quad y_1 = y'_1$$

$$\text{一般 } x_F(x'_F) = x_1(x'_1) = x_5(x'_5) - \frac{d_1}{2}$$

在近似计算中可取

$$y_F(y'_F) = y_1(y'_1) + \frac{mz_2 \cos \alpha}{2i \eta \cos \alpha_{II}}$$

式中 d_1 ——末级小齿轮直径, mm;

$x_5(x'_5)$ ——左右传动架小齿轮中心的 x 坐标;

$y_1(y'_1)$ ——左右末级大小齿轮啮合点的 y 坐标;

m ——末级大小齿轮模数, mm;

α ——末级齿轮啮合角;

α_{II} ——末级齿轮在节圆上的啮合角;

z_2 ——末级大内轮齿数。

为了保持左右均载, 由式 (15-2-31) 和式 (15-2-32) 可知, Δh_0 与 $\Delta h'_0$ 不相等。当设备静止时, 可根据二式计算的 Δh_0 和 $\Delta h'_0$ 调整二弹簧的预压缩量。为了使齿轮的轮齿在宽度上不产生偏载, 可由式 (15-2-35)、式 (15-2-36) 确定弹簧重力平衡器的 y (或 y') 方向的坐标。按式 (15-2-31) ~ 式 (15-2-36) 进行设计计算和调整是保证左右载荷均衡和轮齿上无偏载的基本条件。

在弹簧重力平衡器设计中, 为了减小对齿轮啮合力的影响, 一般选用小刚度、大行程的弹簧。

(3) 无弹簧重力平衡器时的分析

1) 不平衡系数 δ 无弹簧重力平衡器时, 即 $Q = Q' = 0$, $F = F_t + G$, $F' = F'_t - G'$ 。

① 非对称型的 δ

$$\delta = \frac{F'_t}{F_t} = \frac{2 + (\mu' + \mu)}{2 - (\mu' + \mu)} \quad (15-2-37)$$

② 对称型的 δ

$$\delta = \frac{1 + \mu}{1 - \mu} \quad (\text{因为 } G' = G, \mu' = \mu) \quad (15-2-38)$$

2) 附加径向力及附加摩擦力矩

① 非对称型

$$F_r = \frac{M}{L}(1 - \mu)\tan\alpha$$

$$F'_r = \frac{M}{L}(1 + \mu')\tan\alpha$$

$$\Delta F_r = F'_r - F_r = \frac{M}{L}(\mu' + \mu)\tan\alpha \quad (15-2-39)$$

$$\Delta M_r = f\Delta F_r \frac{d_p}{2} = \frac{fM(\mu' + \mu)}{2L}d_p\tan\alpha \quad (15-2-40)$$

② 对称型

$$\mu' = \mu$$

$$\Delta F_r = \frac{2M\mu}{L}\tan\alpha \quad (15-2-41)$$

$$\Delta M_r = \frac{fM\mu d_p}{L}\tan\alpha \quad (15-2-42)$$

3) 低速级齿轮的附加偏载矩 (传递系数 $\beta = 1$, $i_b = 1$ 时)

$$\text{右边:} \quad \Delta M = \frac{\mu M}{L} \left(\gamma_2 - \gamma_1 + \frac{L}{2\mu i_1 i_2} \right) \quad (15-2-43)$$

$$\text{左边:} \quad \Delta M' = \frac{\mu' M}{L} \left(\gamma'_2 - \gamma'_1 + \frac{L}{2\mu' i_1 i_2} \right) \quad (15-2-44)$$

单位长度的附加偏载如下 (见图 15-2-2):

$$\Delta q = \frac{6\Delta M}{B^2}$$

$$\Delta q' = \frac{6\Delta M'}{B^2}$$

$$q_{\max} = \frac{F_t}{B} + \frac{6\Delta M}{B^2}$$

$$q_{\min} = \frac{F_t}{B} - \frac{6\Delta M}{B^2}$$

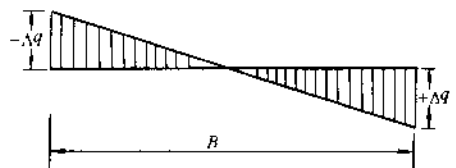


图 15-2-2

$$q'_{\max} = \frac{F'_t}{B} + \frac{6\Delta M'}{B^2}$$

$$q'_{\min} = \frac{F'_t}{B} - \frac{6\Delta M'}{B^2}$$

式中 δ ——不均载系数;

ΔF_r ——大小齿轮凸缘间产生的附加径向力, N;

ΔM_r ——由 ΔF_r 在凸缘上增加的附加摩擦力矩, N·mm;

$\Delta M(\Delta M')$ ——传动架重心坐标 y_G 大于小齿轮啮合点坐标 y_1 产生的偏载矩, N·mm;

f ——大小齿轮凸缘间的摩擦因数;

d_p ——大齿轮凸缘表面处的直径, mm;

Δq ——齿面宽度方向单位长度作用的附加偏载, N/mm;

$q_{\max}$ ——齿面宽度方向单位长度上的最大载荷, N/mm ;

$q_{\min}$ ——齿面宽度方向单位长度上的最小载荷, N/mm ;

B ——齿轮宽度, mm ;

由式 (15-2-37)、式 (15-2-38) 可知, 无弹簧重力平衡器时, $\delta \neq 1$, 左右传动架由于其重力的影响不可能得到两点均载的情况, 这种不均载情况随传动架自重的增加而增加, 即 μ 越大 δ 越大。由式 (15-2-39) ~ 式 (15-2-44) 可知, 这种无弹簧重力平衡器的结构在末级传动中存在附加径向力和附加摩擦力矩, 且齿宽方向出现偏载, 因而左右两侧啮合间隙不等, 凸缘出现磨损, 总传递转矩增加, 传动性能降低, 因此无弹簧重力平衡器这种型式较少应用。

(4) 末级齿轮啮合侧隙

$$c_n = 2 \left(\Delta c + \frac{M l \tan \alpha}{4 E F_0 L} \right) \tan \alpha_0 \quad (15-2-45)$$

$$\Delta c = a - m \left(\frac{z_1 + z_2}{2} + \gamma_n \right) \quad (15-2-46)$$

式中 c_n ——末级大小齿轮侧隙, mm ;

a ——由上下拉杆调整确定的实际中心距, mm ;

γ_n ——中心距变动系数, 视调整要求具体确定;

l ——拉杆长度, mm ;

z_1 ——末级小齿轮齿数;

E ——拉杆材料的拉压弹性模量, N/mm^2 ;

F_0 ——拉杆断面面积, mm^2 ;

$\frac{E F_0}{l}$ ——拉杆刚度, N/mm ;

由公式可知, BFT 型侧隙是可调的, 其侧隙不仅和拉杆调整的中心距有关, 且受传递转矩 M 和拉杆刚度的影响。

2.2 悬挂小车固定滚轮式 (BF 型) 的设计计算

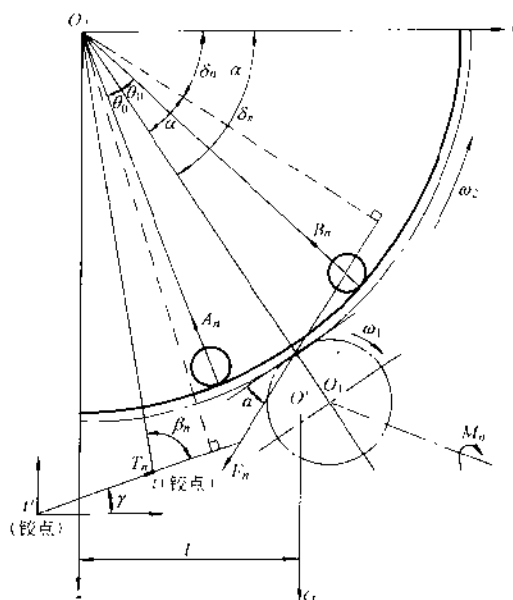


图 15-2-3

(1) 平衡方程

取悬挂小车 (包括小齿轮) 为分离体, 列平衡方程:

$$\sum F_x = 0$$

$$A_n \cos(\delta_n + \theta_0) + B_n \cos(\delta_n - \theta_0) + F_n \sin(\delta_n - \alpha) - T_n \cos \gamma = 0 \quad (15-2-47)$$

$$\sum F_z = 0$$

$$A_n \sin(\delta_n + \theta_0) + B_n \sin(\delta_n - \theta_0) - F_n \cos(\delta_n - \alpha) + T_n \sin \gamma - G = 0 \quad (15-2-48)$$

$$\sum M_{O_2} = 0$$

$$F_n \cos \alpha \frac{mz_2}{2} + M_n - T_n \overline{O_2 t \sin \beta_n} + Gl = 0 \quad (15-2-49)$$

(2) 计算公式

将以上平衡方程求解, 得以下计算公式:

$$F_n = \frac{2M}{nmz_2 \cos \alpha} \quad (N) \quad (15-2-50)$$

$$T_n = \frac{M \left(1 + \frac{1}{i} \right) + Gl n}{n \overline{O_2 t \sin \beta_n}} \quad (N) \quad (15-2-51)$$

$$A_n = \left[\frac{2M \cos(\alpha - \theta_0)}{nmz_2 \cos \alpha \sin 2\theta_0} - \frac{M \left(1 + \frac{1}{i} \right) \sin(\delta_n - \theta_0 + \gamma)}{n \overline{O_2 t \sin \beta_n} \sin 2\theta_0} \right] - \left[\frac{Gl n \sin(\delta_n - \theta_0 + \gamma)}{n \overline{O_2 t \sin \beta_n} \sin 2\theta_0} - \frac{G \cos(\delta_n - \theta_0)}{\sin 2\theta_0} \right] \quad (N) \quad (15-2-52)$$

$$B_n = \left[\frac{M \left(1 + \frac{1}{i} \right) \sin(\delta_n + \theta_0 + \gamma)}{n \overline{O_2 t \sin \beta_n} \sin 2\theta_0} - \frac{2M \cos(\theta_0 + \alpha)}{nmz_2 \cos \alpha \sin 2\theta_0} \right] + \left[\frac{Gl n \sin(\delta_n + \theta_0 + \gamma)}{n \overline{O_2 t \sin \beta_n} \sin 2\theta_0} - \frac{G \cos(\delta_n + \theta_0)}{\sin 2\theta_0} \right] \quad (N) \quad (15-2-53)$$

设计时必须保证轮压大于零, 即 $A_n \geq 0$ 、 $B_n \geq 0$, 选择 γ 、 δ_n 、 θ_0 时应能保证轮压大于零的要求。

(3) 不计悬挂小车重力时

不计悬挂小车重力时, 式 (15-2-51) ~ 式 (15-2-53) 中 $G = 0$, 则可得:

$$T_n = \frac{M \left(1 + \frac{1}{i} \right)}{n \overline{O_2 t \sin \beta_n}} \quad (N) \quad (15-2-54)$$

$$A_n = \frac{F_n \sin[90^\circ - (\alpha - \theta_0)] - T_n \sin(\delta_n - \theta_0 + \gamma)}{\sin 2\theta_0} \quad (N) \quad (15-2-55)$$

$$B_n = \frac{T_n \sin(\delta_n + \theta_0 + \gamma) - F_n \sin[90^\circ - (\alpha + \theta_0)]}{\sin 2\theta_0} \quad (N) \quad (15-2-56)$$

当 $\overline{O_2 t \sin \beta_n} \approx \frac{mz_2}{2} \cos \alpha$ 且 $\frac{1}{i} \approx 0$ 时, $T_n \approx F_n$, 见式 (15-2-50)、式 (15-2-51)。

一般 $\alpha = 20^\circ$, 所以保持轮压大于零时, 其条件有

$$70^\circ + 2\theta \geq \gamma + \delta_n \geq 70^\circ - 2\theta_0$$

式中 M ——承载主轴输入总转矩, $N \cdot mm$;