

平行双螺杆挤出机传动系统结构对比分析及设计中若干问题的探讨

毕超 林桂强 江波

(北京化工大学机电工程学院,北京 100029)

摘要 传动系统是平行双螺杆挤出机的重要组成部分,实现减速和功率分配两种功能。按照传动形式的不同将传动系统分为圆柱外齿轮系和行星齿轮系两类,分析了每一类中多个典型案例。最后从齿轮轴受力、齿轮箱分型面选择、输出轴花键相位调整、输出轴转速调速及多功能化等方面对传动系统设计中要考虑的问题进行总结。

关键词 平行双螺杆挤出机 传动系统 设计

传动系统是平行双螺杆挤出机的重要组成部分,其传动性能的好坏关系到挤出机的性能是否能够完全发挥。通常来说,传动系统主要实现减速和功率分配两种功能。它不仅将电机转速降低到挤出机螺杆所需转速,而且将输入轴的功率平均分配到两根输出轴上。由于挤出机两螺杆中心距限制了两输出轴上驱动齿轮的大小,所以如何保证两输出轴齿轮具有足够的强度且受力均匀是系统设计的关键问题之一。平行双螺杆挤出机传动系统扭矩分配通常采用圆柱外齿轮系和行星齿轮系两种方案。笔者介绍这两种方案中的几种典型设计案例,并对传动系统结构设计中所要考虑的问题进行了分析和总结。

1 圆柱外齿轮系扭矩分配传动方案

1.1 两输出轴扭矩分配结构不一致的传动方案

(1) 三轴式扭矩分配传动方案

图1为1965年W. Hanslik^[1]提出的三轴式扭矩分配方案。该方案中,减速箱的输入轴A同时驱动两根从动轴B和C,其中轴B与第一输出轴D相连接,轴C为中间过渡轴,其上直齿轮C1与第二输出轴E的齿轮E1相啮合,实现了两输出轴异向旋转输出。该方案中,高扭矩输出轴上的齿轮只有一个齿参与啮合,单齿传递的扭矩为总扭矩的1/2,设计时要考虑第二输出轴与过渡齿轮之间啮合齿轮的强度问题。为保证过渡轴与第二输出轴之间两对齿轮受力均匀,1973年W. Hanslik等又对上述结构进行了改进,提出了两对旋向相反斜齿轮的传动方案^[2],见图2。改进方案将过渡轴与第二输出轴均做成了两段,通过过盈配合连接套(F和G)连接,以保证两对斜齿轮同时啮合。为进一步提高传动系统强度,2002年,F. Funk等^[3]将分配箱内支撑螺杆的径向轴承由滚动轴承替换为滑动轴承,并在轴承与

轴接触表面开设润滑油油路,以降低轴承温度。上述两改进方案中,高扭矩输出轴上有两对齿轮参与传动,单齿传递的扭矩均为总扭矩的1/4。

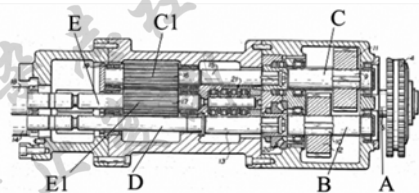


图1 W. Hanslik提出的三轴式扭矩分配方案

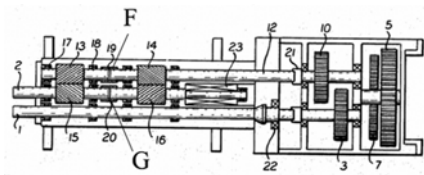


图2 W. Hanslik等提出的改进方案

(2) 第三轴驱动对称式中间过渡轴扭矩分配传动方案

1983年,Berstorff公司的S. Chszaniecki等^[4]提出了一种对称式中间过渡轴扭矩分配传动方案,如图3所示。

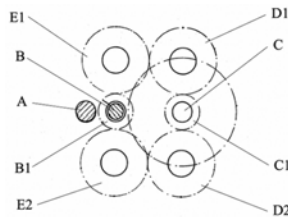


图3 S. Chszaniecki等提出的扭矩分配结构

该方案中,中间轴C上的齿轮C1先与第一对扭矩分配齿轮D1和D2相啮合,D1和D2又分别与第二对扭矩分配齿轮E1和E2相啮合,E1和E2同时驱动输出轴B上的齿轮B1。两对扭矩分配齿轮

分别位于中间轴和输出轴的上下对称的位置。该方案在输出轴 B 和中间轴 C 上均采用了可自动调整径向位置的齿轮结构(见图 4), 以消除加工装配时误差所导致的扭矩分配齿轮受力状态不一致的问题。该方案中, 输出轴 B 上齿轮单齿啮合传递功率为总功率的 1/4。

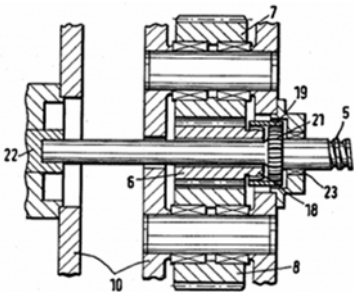


图 4 自动调整径向位置的齿轮结构

(3) 主输出轴驱动对称式中间过渡轴扭矩分配传动方案

Toshiba 公司的专利提出了一种主输出轴上齿轮驱动两根中间过渡轴的扭矩分配传动方案^[5-6], 如图 5 所示。该方案中, 第一输出轴 A 上安装有直齿轮 A1, 同时与两过渡轴 C 和 D 上的齿轮 C1 和 D1 啮合, 过渡轴 C 和 D 的另一端分别有斜齿轮 C2 和 D2, 与第二输出轴 B 上的斜齿轮 B1 啮合, 整个轮系中所有齿轮接触点传递功率均为总功率的 1/4。

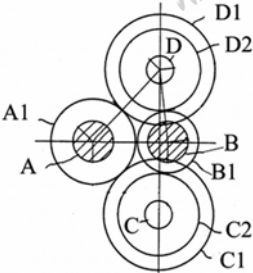


图 5 Toshiba 公司的专利中的扭矩分配结构

1.2 两输出轴扭矩分配结构一致的传动方案

1985 年, J. L. Poulin^[7]提出了两输出轴功率分配轮系对称布置的传动方案, 如图 6 所示。该方案的减速部分由轴 2、21 和 18 构成, 轴 2 为输入轴, 其上的齿轮 23 与轴 21 上的齿轮 22 相啮合, 轴 21 上另一端的齿轮 20 驱动轴 18 上的齿轮 19, 轴 18 上的齿轮 17 驱动齿轮 161。该方案中, 两输出轴 3、4 上分别安装斜齿轮 51 和 52, 51 和 52 在轴向交错布置; 斜齿轮 51 的上下对称布置斜齿轮 61 和 62, 斜齿轮 52 的上下对称布置斜齿轮 63 和 64, 齿轮 61 ~ 64 在其安装轴上的轴向位置不固定; 斜齿轮 61 ~ 64

分别啮合轴 91 ~ 94 上的斜齿轮 81 ~ 84; 轴 91 和 93 上的斜齿轮 121 和 123 与轴 92 和 94 上的斜齿轮 122 和 124 的轴向位置是错开的, 斜齿轮 121 和 123 与轴 15 上的斜齿轮 13 啮合, 斜齿轮 122 和 124 与轴 15 上的斜齿轮 14 啮合; 轴 15 上的斜齿轮 13 和 14 的螺旋角方向相反, 抵消轴向力; 轴 15 的轴向位置不固定, 可保证该轴处于平衡位置, 从而保证轴 15 所受轴向力一致; 轴 151 和 152 上分别安装直齿轮 161 和 162, 直齿轮 161 和 162 中间加入齿轮 163, 该方案可实现两输出轴同向旋转。

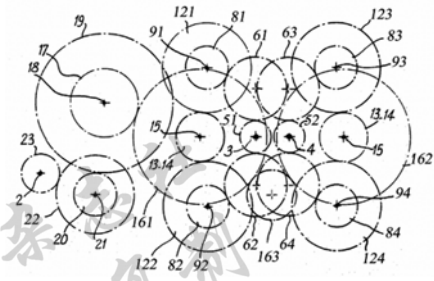
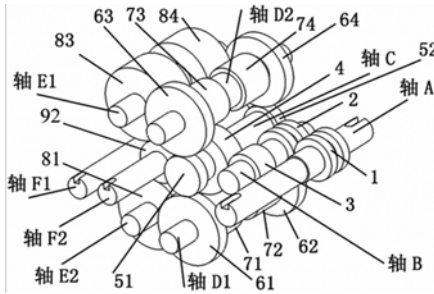
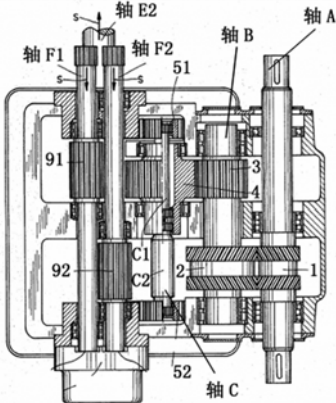


图 6 J. L. Poulin 提出的两输出轴功率分配轮系对称布置的传动方案

1981 年, CW&P 公司的 E. Bauer 等^[8]发明了一种四条功率分配路径的齿轮传动方案, 如图 7 所示。



(a)



(b)

a—三维图; b—中平面剖切图

图 7 E. Bauer 等提出的齿轮传动方案

输入轴 A 上的齿轮 1 驱动轴 B 上的齿轮 2; 齿

轮3与齿轮2同轴;齿轮3驱动轴C上的齿轮4;轴C两端的齿轮51和52同时驱动轴D1和D2上的齿轮61、63、62和64;轴E1和E2为固定轴,其上的齿轮83、84、81和82可自由转动,轴D1和D2上的齿轮71、72、73和74分别驱动齿轮81、82、91和92;齿轮82、84驱动输出轴F1上的齿轮91,齿轮81、82驱动输出轴F2上的齿轮92,两输出轴F1和F2同向旋转。这样一来,经两次减速后产生的高扭矩,经过4个路径进行分流,传递到两输出轴齿轮上,也就是说,从齿轮51和52开始,所有单齿传递的功率均为总功率的1/4。从图7b可以看出,由于齿轮91和92轴向位置不同,造成了两输出轴F1和F2的输出端长短不同,故两轴扭转变形刚度不同,这样就可能造成两螺杆发生干涉。为使得两输出轴变形一致,将C轴由直径不同的两段C1和C2组成,通过齿轮4的内部齿形联轴器连接,C1的另一端与齿轮51的内齿相连接,C2的另一端与齿轮52的内齿相连接。合理设计C1和C2的直径和长度,便可保证两输出轴F1和F2的输出端变形一致,保证螺杆不会发生干涉。

2 行星齿轮系扭矩分配传动方案

2.1 两输出轴扭矩分配结构不一致的传动方案(单行星齿轮系)

1979年,H. W. Selbach等^[9]发明的单行星齿轮系扭矩分配传动结构(见图8)包括两个行星轮P1和P2、一个太阳轮S和一个齿圈R。齿轮S所在轴同时驱动行星齿轮P1和P2,将一半的输入功率传递给了P1和P2,P2与R啮合,R又与P1啮合,这样一来,P1作为输出轴,输出功率为总输入功率1/2。该方案中,两输出轴上的齿轮相啮合,由于输出轴中心距已定,故齿轮传递功率受到限制。该方案存在的问题就是行星轮系中各齿轮受力都不平衡,会降低轴承的使用寿命,甚至会造成齿轮破坏。

为保证两输出轴上齿轮受力状态一致,1992年R. Dollhopf^[10]开发了两行星轮P1和P2所在轴与太阳轮S所在轴呈“品”字形布置的单行星齿轮系扭矩分配传动方案,如图9所示。该方案中行星轮P1所在轴既是输入轴又是输出轴,P1同时与太阳轮S和齿圈R啮合,而太阳轮S和齿圈R又同时啮合行星轮P2。该传动方案中,两输出轴P1和P2上的单齿传递功率为总功率的1/4。

另外一类单行星齿轮系扭矩分配传动方案中,行星轮系只用于驱动其中一根输出轴,另外一根输

出轴从行星轮系中穿过。1986年H. Schafer提出的单行星齿轮系扭矩分配传动结构中^[11](见图10),行星轮系中包括三个行星轮P1、P2和P3、一个太阳轮S和一个齿圈R,其中一个行星轮作为输入轴,太阳轮S为输出轴,太阳轮与三个行星轮啮合,单齿传递功率仅为总功率的1/6。行星齿轮轴作为输入轴,传递功率受到轴径的限制。1999年,G. Maris^[12]将齿圈作为功率输入齿轮,系统所能传递的功率可以大大增加。

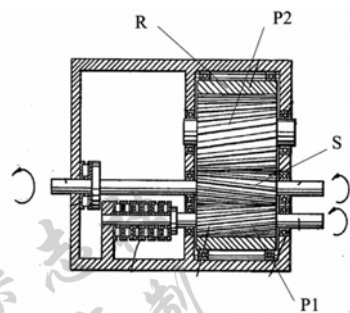


图8 H. W. Selbach等提出的单行星齿轮系扭矩分配传动结构

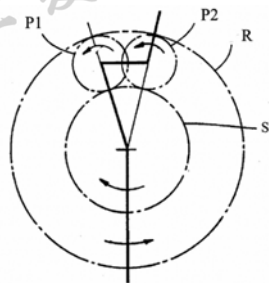


图9 R. Dollhopf提出的单行星齿轮系扭矩分配传动结构

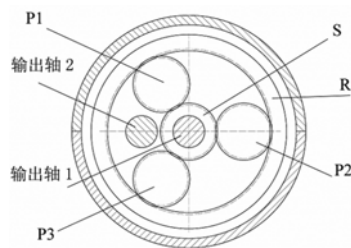


图10 H. Schafer提出的单行星齿轮系扭矩分配传动结构

2.2 两输出轴扭矩分配结构一致的传动方案(两套行星齿轮系)

与单行星齿轮系扭矩分配传动方案相比,两套行星齿轮系扭矩分配传动方案的造价要高一些,但是该结构中两输出轴的受力状态一致,且齿轮强度也容易保证。

1974年,W. H. Willert等^[13]将两套行星齿轮系用于双螺杆挤出机传动系统,分别驱动两输出轴,如图11所示。行星齿轮系中,包括一个齿圈R、一个

太阳轮 S, 还有两个行星轮 P1 和 P2。行星轮 P1 向轮系内输入功率, 驱动齿圈 R 和太阳轮 S, 齿圈 R 和太阳轮 S 又同时驱动输出轴上的行星轮。行星轮系内所有齿轮单齿传递的功率均为总功率的 1/4。两输出轴旋转同步是通过两行星轮系与输入行星齿轮轴另外一端的齿轮啮合实现的。行星轮系内, 太阳轮所受的径向力不为零, 这样就会降低太阳轮轴承的使用寿命。

1979 年, Berstorff 公司 W. Brand 等^[14]考虑了行星轮系内受力平衡问题, 采用了四行星轮圆周均布的结构, 输入行星轮 P1 和输出行星轮 P2 连线两侧的两个行星轮 (P3、P4) 与太阳轮 S 和齿圈 R 上有一定的啮合间隙, 靠 P3 和 P4 同轴的支撑轮与齿圈及太阳轮上的支撑环来平衡 P1 和 P2 与 S 和 R 啮合时产生的力, 见图 12。使用行星轮轴作为输入轴, 所能传递的扭矩受到轴径大小的限制。1982 年, Berstorff 公司的 S. Chszaniecki^[15]将最大直径的齿圈 R 加工成为内外都有齿的双侧齿圈, 作为输入齿轮, 大大增加了系统所能传递的功率。为了降低齿轮制造和装备的精度要求, L. Bonalumi^[16]在行星轮 P 与齿圈 R 之间加入了一个具有内、外齿的浮动齿圈 F, 合理设计 F 与 R 之间齿形的间隙, 可以吸收行星轮系内各个齿轮的加工和装配误差。

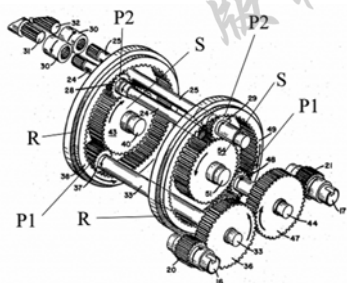


图 11 W. H. Willert 等提出的两套行星齿轮系扭矩分配传动结构

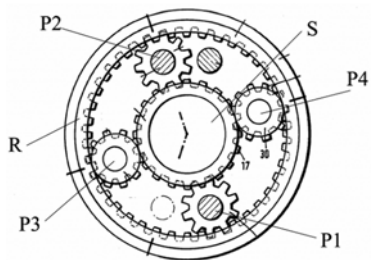


图 12 W. Brand 等提出的两套行星齿轮系扭矩分配传动结构

3 传动系统设计中若干结构问题的探讨

3.1 扭矩分配轮系中齿轮轴受力平衡问题

扭矩分配轮系中齿轮轴受力平衡问题主要是指

齿轮轴所受径向力是否可以相互抵消。特别是在低转速、高扭矩的输出轴上, 齿轮所受径向力不平衡不仅会影响径向轴承的寿命, 而且会降低齿轮强度。

3.2 齿轮箱分型面的选择问题

设计中、小型双螺杆挤出机传动系统时, 箱体分型面要尽可能少。同时, 也要尽可能避免竖直方向的分型面, 因为竖直分型面会造成箱体内润滑油泄露, 污染环境。对于大型挤压造粒机组来说, 齿轮箱分型面的设计更为复杂, 不仅要考虑到铸件件数、大小和安装定位等问题, 而且还要考虑安装现场吊装、公路运输等问题。

3.3 输出轴花键相位的调整问题

输出轴花键的相位调整对啮合同向旋转平行双螺杆挤压造粒机组来说是至关重要的。输出轴花键的相位是由齿轮、箱体的制造误差和安装误差累积而成的, 必须采取适当的方法在传动系统初步安装后调整输出轴花键相位, 以达到正确位置, 否则会造成螺杆干涉等问题。

3.4 输出轴转速调速问题

中小型挤出机转速的调整是靠改变电机的转速来实现的, 而大型挤压造粒机组主电机目前采用的都是单速电机, 传动系统输出转速的调整主要是靠减速装置换挡来实现的, 一般都分为高、低两速调速。近年来又提出了使用行星轮系传动方案和辅助调速电机, 可在一定范围内实现传动系统输出转速的连续调整^[17-18]。

3.5 多功能化问题

挤出机功能模块化设计对实验室使用的中、小型机器尤为重要。就传动系统来说, 功能化体现在通过适当的方式调整输出轴的相对转向, 以实现一机多用。王效岳等^[19]介绍了一种通过更换中间轴上定位套位置的方法来实现功能化, 结构相对简单, 但是更换输出轴相对转向时要拆装齿轮箱, 调整过程相对复杂。1987 年, 日本制钢所 H. Mizuguchi 等^[20]提出了一种不用拆装齿轮箱的转向调整方法, 通过拨动轴上的内花键套实现两螺杆转向的调整。

4 结语

对平行双螺杆挤出机传动系统的圆柱外齿轮系和行星齿轮系两种扭矩分配传动方案按照两输出轴扭矩分配结构是否一致进行分类, 并分析了每一类中的典型案例。与此同时, 还从扭矩分配轮系中齿轮轴受力、齿轮箱分型面的选择、输出轴花键相位的调整、输出轴转速调速及多功能化等方面分析了传

动系统设计中要考虑的若干问题。

参考文献

[1] W. Hankslik. Driving gearing for plastic extruders: US, 3359826 [P]. 1965-11-24.

[2] Hankslik W, Ratheiser H, Burger F. Power distributing transmission system: US, 3766797 [P]. 1973-10-23.

[3] Funk F, Schwarzeet B. Gear mechanism, especially for a double screw extruder: US, 6360626 [P]. 2002-03-26.

[4] Chszaniecki S, Brand W. Twin screw extruder with power branching gearing: US, 4399719 [P]. 1983-08-23.

[5] Hayafusa N, Endoh K, Hatamoto M, et al. Driver power transmitting apparatus of twin shaft extruders: US, 5213010 [P]. 1993-05-25.

[6] Ide A, Endoh K, Hatamoto M. Drive transmission apparatus for twin-screw extruder: US, 6298751 [P]. 2001-10-09.

[7] Poulin J L. Reduction gear system for twin screw extruding system: US, 4514164 [P]. 1985-04-30.

[8] Bauer E, Davids R, Gotz G, et al. Power distribution gearing for double helix extruders: US, 4297917 [P]. 1981-11-03.

[9] Selbach H W, Diekmann M. Drive unit for extrusion device: US, 4170150 [P]. 1979-10-09.

[10] Dollhopf R. Co-rotating dual output twin screw extruder with axial offset pinions: US, 5103689 [P]. 1992-04-14.

[11] Schafer H. Drive for two-worm extruder: US, 4586402 [P]. 1986-05-06.

[12] Maris G. Reduction gear unit: US, 5937712 [P]. 1999-08-17.

[13] Willert W H, Ro J G. Drive for twin screw extruder: US, 3824875 [P]. 1974-07-23.

[14] Brand W, Dienst M, Herbert A, et al. Power branching transmission: US, 4136580 [P]. 1979-01-30.

[15] Chszaniecki S. Double screw extruder transmission: US, 4315440 [P]. 1982-02-16.

[16] Bonalumi L. Machine with at least two high operating force working shafts: US, 5092189 [P]. 1992-03-03.

[17] Morhard H J. Arrangement for a double shaft extruder: US, 6106426 [P]. 2000-08-22.

[18] Yagi T, Yoshimura S, Takahashi K, et al. Extruder driving apparatus: US, 6709354 [P]. 2004-03-23.

[19] 王效岳, 华玉培, 孙继昌, 等. 一种用于双螺杆挤出机的传动箱: 中国, 94225570. 4 [P]. 1994-12-10.

[20] Mizuguchi, H, Yamaguchi H, Hanada S, et al. Drive device for two-shaft extruding machine: US, 4679461 [P]. 1877-07-14.

COMPARATIVE STUDY OF STRUCTURE OF THE DRIVING SYSTEM IN PARALLEL TWIN SCREW EXTRUDER AND DISCUSSION OF SOME PROBLEMS IN DESIGN

Bi Chao, Lin Guiqiang, Jiang Bo

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

ABSTRACT Driving system, which was an important part of the parallel twin screw extruder, was applied to reducing the input speed of the motor and to distributing the power to two output shafts. According to driving type, the driving systems were classified into two groups, including the cylindrical gear system and the planet gear system. Furthermore several classic cases were analyzed to describe the characters of the different groups. At last, some problems which should be considered in the design were summarized, including the strained condition of the gear, parting surface of the gear-box, phase adjustment of the two output shafts, change of rotating speed of the output shafts, and multi-function application and so on.

KEYWORDS parallel twin screw extruder, driving system, design

2015 年台湾将面临乙烯短缺局面

台湾经济部一位官员近期说,如果放弃建议中的石化发展项目,2015 年台湾将面临乙烯短缺局面。

工业发展局总干事伍迪说,台湾国有炼油厂 CPC 公司位于高雄的台湾第五石脑油裂解装置在 2015 年关闭之后,国光联合体的建议项目将是非常重要的供应来源。

随着经济的发展,石化产品需求将上升,因此,第五石脑油裂解关闭之后,非常需要利用这个项目来平衡缺口。

台湾目前年产量为 300 万 t,能满足岛内 97% 的乙烯需求,总产量中的 500,000 t 是 CPC 第五轻油裂解工厂生产的。

因为石化工厂建设需要大约 4 ~5 年时间,因此,如果不很快给国光项目开绿灯的话,台湾产业将面临乙烯短缺,到

那时将难以与该地区的其他对手竞争。

这位官员透露说,大约四年前,新加坡开始推动其石化工业,大约在同一时间,台湾开始推动其国光项目。

新加坡石化园区已吸引来自荷兰和美国的投资,新加坡目前的乙烯年产量超过 300 万 t,台湾石化工业面临的竞争更加激烈。

国光石化科技有限公司,是 CPC 的一个合作伙伴公司,公司推出国光项目,旨在提高炼油能力,促进石化产品生产,如乙烯。

环保主义者说,国光联合体将产生负面影响,不仅仅损害岛内水产养殖业和大成湿地,国光联合体计划将项目建在这里,这个项目还将危害该地区居民的健康。所有这一切负面影响将压倒国光联合体的经济收益。(互联网)