

单螺杆挤出机并联式稳压装置的模拟计算*

李晓林 吴大鸣

(北京化工大学塑料机械及塑料工程研究所 北京 100029)

伊万 M

(乌克兰国立化工大学)

摘要: 研制了单螺杆并联式稳压装置, 建立了高聚物为等温幂律流体稳压装置的数学模型, 用 MathCAD 软件对该模型进行了数值模拟。给定主螺杆末端的压力波动, 计算了稳压螺杆对压力波动的调节能力, 分析了影响稳压螺杆稳压效果的各种因素。结果表明: 若固定稳压螺杆转速, 通过自动调节稳压螺杆中高聚物熔体的存留长度, 可补偿主螺杆压力和产率波动的 97.6%; 若调节稳压螺杆的转速, 则可完全补偿主螺杆压力和产率的波动。

关键词: 高聚物 稳定流动 挤出 模型

中图分类号: TQ320.6

符 号

ρ ——物料密度	t ——时间	h ——熔池深度
g ——重力加速度	p ——压力	η ——熔体粘度
σ ——挤压应力	q ——单位时间传递的热量	ϕ ——螺纹升角
τ ——切应力	V ——体积	I_{2d} ——应力张量第二不变量
v ——运动速度	δ_r ——机筒与螺杆间的单面间隙	n ——幂律指数
b ——螺棱宽度	t_0 ——螺杆导程	

0 前言

在挤出机中的高聚物, 由于受到不稳定进料、不稳定固体输送、熔融塑化能力不足、机头中熔体温度分布不均匀和模具内偏流等的影响, 以及加工工艺条件、装备运行状况和固有频率等的波动, 导致其产生压力波动, 使得挤出制品的精密程度降低^[1~3]。故此, 人们提出了精密挤出成形的概念^[4], 并对如何有效控制、调节挤出机口模压力进行了深入研究。如在挤出机系统中串联熔体泵^[5]; 在螺杆的前端安装一个与螺纹旋向相反的螺杆压力波动控制器^[6]。但是, 上述两种稳压装置由于价格昂贵、结构复杂, 存在高聚物熔体的密封、滞留以及稳压作用效果不能任意调节等问题, 使其应用受到一定程度限制, 直至今日也没有在挤出机系统中被广泛应用。鉴于此, 研制了单螺杆挤出机并联稳压装置, 试图以其克服熔体泵和压力波动控制器存在的问题, 并达到理想的稳压效果。

1 并联式稳压装置的设计

设计是在挤出机与机头之间并联一个单螺杆稳压装置, 如图 1 所示^[7,8]。该稳压装置能对稳压螺杆部分进行加热与控制, 驱动电机经减速后与稳压螺杆连接。挤出机在工作时会在机头产生压力, 将高聚物熔体挤入到稳压螺杆中, 使稳压螺杆中存留有一定长度的高聚物熔体。当挤出机机头压力稳定时, 稳压螺杆的拖曳流与压力流和漏流达到动平

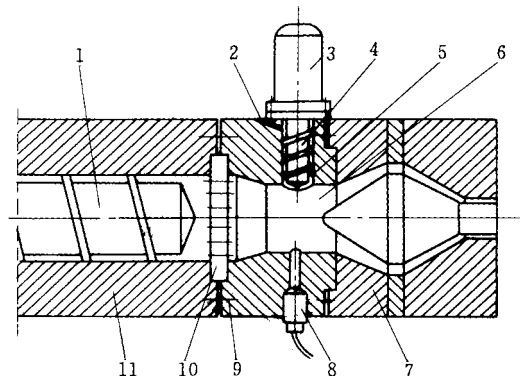


图 1 并联式稳压装置工作原理示意图

1. 螺杆 2. 溢流孔 3. 电动机 4. 稳压螺杆 5. 稳压孔
6. 物料通道 7. 挤出机机头 8. 压力传感器
9. 连接体 10. 多孔板 11. 挤出机机筒

* 北京市自然科学基金资助项目(3022008)。20021205 收到初稿, 20030318 收到修改稿

衡;当挤出机机头压力产生波动时,稳压螺杆会自动调节它的高聚物熔体存留长度,达到一个新的平衡状态,稳定了机头压力;另一方面,控制系统会调节稳压螺杆的转速,补偿挤出机主螺杆中产生的压力和流率波动。该稳压装置还可以从纵、横两个方向调节其安装位置和角度,并可方便地对稳压螺杆进行拆卸和清理。

2 稳压装置数学模型的建立

该稳压装置实际上可以看作是在挤出机与机头之间并联一个具有稳压作用的单螺杆泵送器。当挤出机机头产生压力时,稳压螺杆的头部会产生一个与挤出机系统同样的压力。以此将挤出机机头部位的波动耦合到稳压螺杆中,通过调整稳压螺杆的参数来调节挤出机机头部位的波动。

稳压螺杆中的高聚物全部为熔体状,其工作状态与挤出机计量段相似。但两者的作用不同,挤出机计量段是输送高聚物熔体,并具有一定的挤出产率,而稳压螺杆作用是稳定机头压力,即使有输出产率也是非常小的或暂时的;此外,两者的边界条件也不同。

高聚物熔体的三维运动微分方程、连续性方程和能量守恒方程是相当复杂的^[9],如果不做一些简化与假设,而直接求解挤出机计量段粘性流体的运动规律将是极其困难的。为此,进行了如下假设^[9,10]。

- (1) 螺槽中高聚物熔体处于稳定流动状态。
- (2) 忽略惯性力、质量力和法向应力张量分量的影响。

- (3) 螺槽流道为矩形流道。

(4) 由于存在环流,所以认为热量传递仅存在于 z 轴方向。

(5) 流道参数沿长度方向不变,即流速在 x 和 z 轴的分量 v_x 、 v_z 与 z 无关。

(6) 研究的高聚物熔体为幂率流体,材料除了粘度和稠度系数以外,其他物理性能与温度无关。

- (7) 假设矩形流道的槽静止,上平板移动。

- (8) 压力是 x 和 z 方向的函数。

- (9) 忽略 y 方向的料流。

依据上述假设,运动方程、连续性方程和能量方程可以写为:

运动方程

$$0 = \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} \quad (1)$$

$$0 = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} \quad (2)$$

$$0 = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \sigma_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{zy}}{\partial y} \quad (3)$$

连续性方程

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} = 0 \quad (4)$$

能量方程为

$$\rho C_p v_z \frac{\partial T}{\partial z} = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \sigma_{xy} \frac{\partial v_x}{\partial y} + \sigma_{zy} \frac{\partial v_z}{\partial y} + \sigma_{zx} \frac{\partial v_z}{\partial x} \quad (5)$$

当只存在压力流动时,流变方程为

$$\eta(I_{2d}) \frac{dv_x}{dy} = \frac{\partial p}{\partial x} y + C_{00} \quad (6)$$

$$\eta(I_{2d}) \frac{dv_z}{dy} = \frac{\partial p}{\partial z} y + C_{10}$$

由于流道的轴对称性,式(6)中的 $C_{00}=C_{10}=0$ 。

同样,当只存在拖曳流动时的流变方程为

$$\eta(I_{2d}) \frac{dv_x}{dy} = C_{20} \quad \eta(I_{2d}) \frac{dv_z}{dy} = C_{30} \quad (7)$$

式(6)的边界条件为

$$\begin{cases} y = -\frac{h}{2} & v_{xp} = 0 \\ y = \frac{h}{2} & v_{xp} = 0 \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} y = -\frac{h}{2} & v_{zp} = 0 \\ y = \frac{h}{2} & v_{zp} = 0 \end{cases} \quad (9)$$

依据运动方程、连续性方程,解式(6),代入边界条件式(8)和(9)得到压力流在 x 、 z 方向的速度分量

$$v_{xp} = \left(\frac{1}{\mu_0} \right)^{\frac{1}{n}} \frac{\partial p}{\partial x} \frac{n}{n+1} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)^2 \right]^{\frac{1-n}{2n}} \times \left[|y|^{\frac{1-n}{2n}} - \left(\frac{h}{2} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right] \quad (10)$$

$$v_{zp} = \left(\frac{1}{\mu_0} \right)^{\frac{1}{n}} \frac{\partial p}{\partial z} \frac{n}{n+1} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)^2 \right]^{\frac{1-n}{2n}} \times \left[|y|^{\frac{1-n}{2n}} - \left(\frac{h}{2} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right] \quad (11)$$

式(7)的边界条件为

$$\begin{cases} y = -\frac{h}{2} & v_{xv} = 0 \\ y = \frac{h}{2} & v_{xv} = -v_{cx} \end{cases} \quad (12)$$

$$\begin{cases} y = -\frac{h}{2} & V_{zv} = 0 \\ y = \frac{h}{2} & V_{zv} = v_{cz} \end{cases} \quad (13)$$

同样解式(7), 得到拖曳流在 x 、 z 方向的速度分量

$$v_{xv} = \left(\frac{1}{\mu_0}\right)^{\frac{1}{n}} C_{20} y \left[(C_{20})^2 + (C_{30})^2 \right]^{\frac{1-n}{2n}} + C_{60} \quad (14)$$

$$v_{zv} = \left(\frac{1}{\mu_0}\right)^{\frac{1}{n}} C_{30} y \left[(C_{20})^2 + (C_{30})^2 \right]^{\frac{1-n}{2n}} + C_{70} \quad (15)$$

将边界条件式(12)、(13)代入式(14)、(15)得到确定积分常数的方程组

$$0 = -\left(\frac{1}{\mu_0}\right)^{\frac{1}{n}} C_{20} \frac{h}{2} \left[(C_{20})^2 + (C_{30})^2 \right]^{\frac{1-n}{2n}} + C_{60} \quad (16)$$

$$-v_{cx} = \left(\frac{1}{\mu_0}\right)^{\frac{1}{n}} C_{20} \frac{h}{2} \left[(C_{20})^2 + (C_{30})^2 \right]^{\frac{1-n}{2n}} + C_{60} \quad (17)$$

$$0 = -\left(\frac{1}{\mu_0}\right)^{\frac{1}{n}} C_{30} \frac{h}{2} \left[(C_{20})^2 + (C_{30})^2 \right]^{\frac{1-n}{2n}} + C_{70} \quad (18)$$

$$v_{cz} = \left(\frac{1}{\mu_0}\right)^{\frac{1}{n}} C_{30} \frac{h}{2} \left[(C_{20})^2 + (C_{30})^2 \right]^{\frac{1-n}{2n}} + C_{70} \quad (19)$$

初始值按下式设定

$$C_{30} = \frac{v_{cz} \eta_0}{h} \quad C_{20} = \frac{v_{cx} \eta_0}{h}$$

最后得到确定 $\partial p / \partial x$ 的方程为

$$\frac{V_c \delta_r i}{2} + \left(\frac{1}{\mu_\delta}\right)^{\frac{1}{n}} \frac{n}{2n+1} \frac{1}{\tan \varphi_0} \times \quad (20)$$

$$\left[\frac{\partial p}{\partial l} \frac{t_0}{S_0} + \left| \frac{\partial p}{\partial x} \right| \frac{t_0 - i S_0}{i S_0} \right]^{\frac{1}{n}} \left(\frac{\delta_r}{2} \right)^{\frac{2n+1}{n}} =$$

$$\left(\frac{1}{\mu_0}\right)^{\frac{1}{n}} \left\{ -\frac{\partial p}{\partial x} \frac{2n}{n+1} \left(\frac{h}{2}\right)^{\frac{2n+1}{n}} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)^2 \right]^{\frac{1-n}{2n}} \right\} + C_{60} h$$

单螺杆挤出机的挤出产量 q_{sy} 为

$$q_{sy} = q_{dy} - q_{py} - q_{bp} \quad (21)$$

式中 q_{dy} ——拖曳流

$$q_{dy} = W_n \int_{-h/2}^{h/2} v_{zv} dy$$

q_{py} ——压力流

$$q_{py} = 2W_n \int_{-h/2}^{h/2} v_{zp} dy$$

q_{bp} ——漏流

$$q_{bp} = S_0 \int_0^{\delta_r} v_x dx$$

$$\text{即} \quad q_{dy} = C_{70} W_n h \quad (22)$$

$$q_{py} = 2W_n \left(\frac{1}{\mu_0}\right)^{\frac{1}{n}} \frac{\partial p}{\partial z} \frac{n}{2n+1} \times \quad (23)$$

$$\left[\left(\frac{\partial p}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)^2 \right]^{\frac{1-n}{2n}} \left(\frac{h}{2}\right)^{\frac{2n+1}{n}}$$

$$q_{bp} = \frac{v_c \delta_r S_0 i}{2} + \left(\frac{1}{\mu_\delta}\right)^{\frac{1}{n}} \frac{n}{2n+1} \frac{S_0}{\tan \varphi_0} \quad (24)$$

$$\left[\frac{\partial p}{\partial l} \frac{t_0}{S_0} + \left| \frac{\partial p}{\partial x} \right| \frac{t_0 - i S_0}{i S_0} \right]^{\frac{1}{n}} \left(\frac{\delta_r}{2}\right)^{\frac{2n+1}{n}}$$

上式忽略了 $\partial v_z / \partial x$ 的影响, 如果考虑其侧壁的影响, 则挤出机的流率为

$$q_{sy} = q_{dy} F_d - q_{py} F_p - q_{bp} \quad (25)$$

式中 F_d, F_p ——修正系数

$$F_d = \frac{16W_n}{\pi^3 h} \sum_{k=1,3,5,\dots}^{\infty} \frac{1}{k^3} \tanh\left(\frac{k\pi h}{2W_n}\right) \quad (26)$$

$$F_p = 1 - \frac{192h}{\pi^5 W_n} \sum_{k=1,3,5,\dots}^{\infty} \frac{1}{k^5} \tanh\left(\frac{k\pi W_n}{2h}\right) \quad (27)$$

同理, 可以得到挤出机功率消耗式

$$N_1 = \mu_0 Z_d W_n i \int_{-h/2}^{h/2} \left[\left(\frac{\partial v_x}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial v_z}{\partial y}\right)^2 \right]^{\frac{n+1}{2}} dy \quad (28)$$

3 稳压装置的模拟计算

用 MathCAD 软件^[11,12]求解式(16)~(28), 输入的已知条件, 见表。

表 模拟计算的已知条件

材料的物性参数	主螺杆参数	稳压螺杆参数
熔体密度 $920 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$	螺杆直径 32 mm	螺杆直径 16 mm
比热容 $2220 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	螺杆与机筒 间隙 0.2 mm	螺杆与机筒 间隙 0.15 mm
粘温系数 $0.0169 \beta \text{K}^{-1}$	螺槽深度 1.5 mm	螺槽深度 3.5 mm
参考温度 413 K	螺棱宽度 3.0 mm	螺棱宽度 2.0 mm
幂律指数 $n=0.513$	螺距 $D=12$	螺距 $D=5$

(续)

材料的物性参数	主螺杆参数	稳压螺杆参数
热导率 $0.133 \text{ J} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	机头口模系数	—
粘度 $9.811 \times 10^3 \text{ Pa} \cdot \text{s}$	$2.997 \times 10^{-12} \text{ K} \cdot \text{m}^{-3}$	—

当挤出机的输出产率为 5 kg/h 时, 主螺杆在稳定工作状态下的转速为 56 r/min ; 稳压螺杆在输出产率为零的情况下, 转速为 36.78 r/min 。此时挤出机系统中的压力为 4.485 MPa 。

当主螺杆机头压力产生振荡或出现波动时, 假定波动为典型的傅里叶振荡, 其振动方程可以描述为

$$f(t) = -\frac{A}{\pi^2} \sum_{k=1}^{80} \frac{(-1)^k}{k^2} (1 + 2k\pi) \sin\left(\frac{2k\pi t}{\Delta t}\right) \quad (29)$$

振幅 A 为机头压力的 10% , 即 $A=0.9 \text{ MPa}$, 振荡周期 $\Delta t=4 \text{ s}$, t 为振荡时间, 取 $0, 0.05, 0.10, \dots, 8.00 \text{ s}$ 。考虑机头压力 Δp_0 值后, 振动方程可表示为

$$p_1(t) = \Delta p_0 + f(t) \quad (30)$$

则挤出机机头压力波动曲线如图 2 所示。

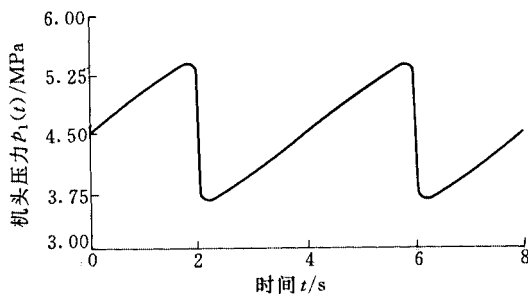


图 2 挤出机机头压力波动曲线

此时取其中一个周期的压力波动, 考虑利用稳压螺杆中存留高聚物, 来补偿由于压力波动而引起的主螺杆中的产率变化, 计算结果如图 3 所示。

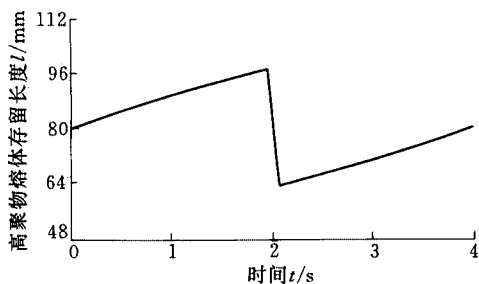


图 3 压力波动时高聚物存留长度的变化曲线

当调整稳压螺杆的转速, 使其产生的流率补偿主螺杆的流率波动, 其变化曲线如图 4 所示。

图 5 为有稳压装置和无稳压装置时挤出机的流率波动对比图。

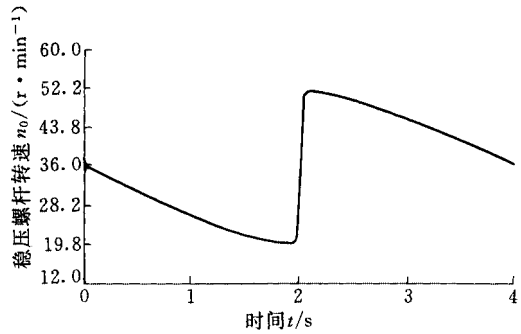


图 4 压力波动时稳压螺杆的转速变化曲线

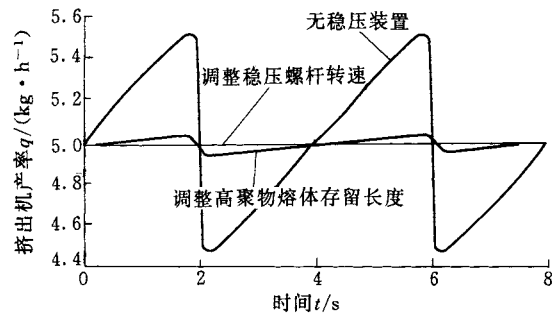


图 5 有稳压装置和无稳压装置挤出机的流率波动对比

从图 5 可以看出, 当调整稳压螺杆转速时, 能够有效地调节挤出流率的波动, 并能完全补偿主螺杆的流率波动; 当依靠压力变化, 自动调节稳压螺杆中高聚物熔体的存留长度时, 能调节波动的 97.6% 。

4 稳压装置的几何参数对稳压效果的影响

4.1 稳压螺杆直径

稳压螺杆直径的影响是非常显著的, 当稳压螺杆直径从 16 mm 增加到 20 mm 时, 螺杆的转速由 0.613 r/s 降低到 0.319 r/s , 下降了近 50% 。这表明当稳压螺杆的直径增大, 螺杆的输送能力增强, 稳压效果明显, 稳压的灵敏性提高, 即对于螺杆直径比较大的挤出机, 需要的稳压螺杆直径也大。

4.2 机筒与螺杆的间隙

机筒与螺杆之间间隙适中为好, 间隙过大(如间隙 $e=1$), 全部为漏流, 就没有了稳压效果, 此时稳压螺杆不起稳压作用。但如果此间隙过小, 一方面虽然漏流量减少, 可以降低螺杆的转速, 但是给螺杆的加工带来一定的难度; 另一方面, 螺杆的稳压工作范围减小。

4.3 螺槽深度

螺槽深度的大小直接影响到稳压螺杆的输送能力, 即它的调节能力和工作范围。当稳压螺杆的螺槽

深度过小时, 由于其输送能力小因此不具有调节作用。当螺槽深度降低到 0.4 mm 时, 螺杆已经没有稳压作用。当螺槽深度过大时, 稳压螺杆的输送能力增大, 调节压力的能力也增大。但螺槽深度又受螺杆直径的限制, 所以也不可能过大。

4.4 螺棱宽度

螺棱宽度的影响和螺槽深度的影响恰好相反。螺棱宽度增加, 稳压螺杆的输送能力降低, 稳压效果不好。

5 结论

(1) 调节稳压螺杆的转速, 可以完全补偿挤出机的压力波动。

(2) 采用固定稳压螺杆的转速, 依靠自动调节稳压螺杆中高聚物熔体存留长度, 能调节产率波动的 97.6%。

(3) 该装置的价格不高, 是企业能接受的。

(4) 该稳压装置的结构简单, 不存在材料密封问题, 螺杆清理方便。

(5) 该装置是与挤出机机头垂直连接, 不像熔体泵那样需要改变机头的方向。

参 考 文 献

- Lin P, Jaluria Y. Conjugate transport in polymer melt flow through extrusion dies. *Polym. Eng. Sci.*, 1997, 37(9): 1 582~1 595
- Otsuki Y, Kajiwara T, Funatsu K. Numerical simulations of annular extrudate swell of polymer melts. *Polym. Eng. Sci.*, 1997, 37(7): 1 171~1 181
- Hade A J, Giacomoin A J, Slattery J C, et al. Postdie extrusion of plastic pipe. *Polym. Plast. Technol. Eng.*, 2000, 39(1): 23~46
- 吴大鸣, 李晓林. 高聚物的精密挤出. *合成橡胶工业*, 2002, 25(3): 131~135
- 李庆春, 鲁春萌. 熔体泵的特性及其在高聚物加工中的应用. *塑料*, 2000, 29(6): 50~53
- 金义华. 内装式挤出压力波动控制器. *国外塑料*, 1996, 14(3): 40~43
- 吴大鸣, 丁玉梅, 陈卫红, 等. 螺杆挤出熔融物的稳压装置及方法. 中国, 发明专利, ZL02100799.3. 2002. 1
- 吴大鸣, 丁玉梅, 陈卫红, 等. 挤出机机头稳压装置. 中国, 实用新型专利, ZL01279513.3. 2001. 12
- Wilczynski K. Single-screw extrusion model for plasticating extruders, *Polym. Plast. Technol. Eng.*, 1999, 38(4): 581~608
- Rauwendaal C. *Polymer extrusion*. New York: Hanser Publisher, 1985
- 沈守范. *MathCAD 使用详解*. 北京: 电子工业出版社, 2001
- 纪哲锐. *MathCAD Plus6.0 快速入门及应用*. 北京: 清华大学出版社, 1998

MATHEMATICAL SIMULATION OF PARALLEL PRESSURE STABILIZATION APPARATUS FOR SINGLE SCREW EXTRUDER

Li Xiaolin Wu Daming

(Beijing University of Chemical Technology)

Ivan M

(Ukraine State University of Chemical Technology)

Abstract: A mathematical model of parallel pressure stabilization apparatus for single screw extruder is established based on the assumptions of power law fluid and isothermal process. Numerical solutions for the model are carried out with the help of MathCAD. The influences of geometrical and technological parameters on the stability of extrusion pressure and output with specified pressure fluctuant pattern at the end of main screw are studied. The simulation results indicate that when the screw speed of parallel pressure stabilization apparatus is fixed, the pressure and output fluctuation of extrusion can be compensated up to 97.6% with automatic regulation of filling length of the polymer melt in the barrel. If the screw speed of parallel pressure stabilization apparatus is varied corresponding to the pressure fluctuation, the pressure and output fluctuation of extrusion can be fully compensated.

Key words: Polymer Stabilization Extrusion
Mathematical model

作者简介: 李晓林, 男, 1963 年出生, 副教授, 博士。主要研究方向为高聚物的精密塑化挤出和反应挤出。