

嵌套螺杆式新型挤出机的研制与理论研究

摘 要

传统挤出理论仅以螺杆为研究对象,而把螺杆和机筒作为整体研究的较少。本文将螺杆和机筒作为统一的研究对象,以嵌套螺杆式新型挤出机的研制和理论研究为主线,对该新型挤出机的设计原理、喂料系统、挤压系统、传动系统、固体输送段的固体输送模型和固相温度模型、熔体输送段的熔体输送模型和熔体温度模型等方面进行探索和研究。在系统设计和理论分析的的指导下,研制了国内首台具有自主知识产权的内外螺杆直径组合为 32/50 的嵌套螺杆式新型挤出机,并成功实现了单机双层复合共挤出,填补了国内单机复合共挤技术的空白。

嵌套螺杆式新型挤出机的技术核心是采用嵌套式螺杆,外螺杆为中空结构,内螺杆嵌套在外螺杆芯部,内外螺杆由独立的传动装置驱动,内螺杆可静止或与外螺杆作反向旋转运动,旋转的外螺杆相当于内螺杆的机筒。

运用系统工程设计原理,全面剖析了嵌套螺杆式新型挤出机的工作原理、结构特点和设计难点,重点对新型挤出机的喂料系统、挤压系统、传动系统和单机双层复合共挤棒材机头进行了结构设计。

构建了嵌套螺杆式新型挤出机固体输送段的固体输送模型和二维非等温固相温度模型。固体输送模型首次考虑螺杆离心力和物料压缩性

的综合作用，分析讨论了内外螺杆固体输送段的牵引角、压力分布和速度分布的变化规律，理论分析和实验现象比较吻合。利用有限差分数值方法分别对嵌套式螺杆新型挤出机的机筒内表面、外螺杆底面、外螺杆内表面三个不同界面处的固相温度分布进行了求解，分析讨论了机筒温度、螺杆转速、摩擦系数及压力等参数对内外螺杆固相温度分布的影响。理论分析和数值计算为正确制定嵌套螺杆式新型挤出机的结构几何参数和挤出工艺参数提供了科学依据。

建立了嵌套螺杆式新型挤出机熔体输送段的熔体输送模型和熔体温度模型。熔体输送模型考虑了机筒正向拖曳、螺杆螺棱的正向推力置换和螺杆芯轴反向拖曳的综合作用，并与文献结果对比验证了该模型的正确性，分析讨论了内螺杆熔体输送段的体积流率、熔体速度、等速线分布以及横向流动等，计算结果和嵌套螺杆式新型挤出机的实验值比较一致；采用拉普拉斯变换详细推导了内外螺杆熔体温度分布的解析解，并针对幂率流体模拟了一定工艺条件下内外螺杆熔体沿轴向和沿槽深方向的温度分布。这些理论分析和数值计算为科学制定嵌套螺杆式新型挤出机的螺杆几何参数和挤出工艺参数提供了理论依据。

本研究取得的阶段性成果不仅可为该机型的研制和应用提供理论依据，还可为我国高分子材料科学和技术的进步提供新的设备平台。

关键词： 嵌套螺杆式新型挤出机，离心力，压缩性，固相温度模型，熔体输送模型，熔体温度模型

THEORY STUDY AND DEVELOPMENT ON THE NESTED SCREW NOVEL EXTRUDER

ABSTRACT

The research object was only screw in the traditional extrusion theory and few studies were focused on the system of screw and barrel which was researched as the whole system in present paper. Based on the development and theory of the nested screw novel extruder, the design principle, feeding system, extrusion system, drive system, solids conveying model and solids temperature model, and melt conveying model and melt temperature model were studied herein. Based on the systematic design and theory analysis, the nested screw novel extruder with the diameters of 30mm and 90mm corresponding to inner screw and outer screw respectively was firstly developed in China with own independent intellectual property. Two-layer co-extrusion was made successfully using the single novel extruder. The research fills the national blank of coextrusion technology using single

extruder.

The key of the nested screw novel extruder was that one outer screw and one inner screw were nested. Outer screw and inner screw were driven by independent drive unit. Outer screw kept rotating and inner screw kept stationary or rotating opposite to outer screw. Rotating outer screw also worked as the barrel of the inner screw.

The structures and functions of the nested screw novel extruder were analyzed using the systematic design principle, especially included the structures of feeding system, extrusion system, drive system, and double-layer bar die.

The new solids conveying model and two-dimension non-isothermal model in solids conveying of the nested screw novel extruder were built. The effects of centrifugal force and material compressibility were firstly considered in the present solids conveying model and traction angle, pressure distribution and velocity distribution were discussed. The experimental result was in accord with the theoretical analysis. Interfaces temperatures in the locations of barrel inner surface, outer screw bottom and inner surface of the outer screw were solved using finite difference method. The effects of barrel temperature, screw speed, friction coefficients and pressure on the solids temperature were also discussed. The theoretical analysis and calculated results can provide the scientific basis for the correct design the geometric parameters and process parameters of the nested screw novel extruder.

Considering the effects of positive drag flow due to barrel, positive displacement flow due to screw flight and opposite drag flow due to screw core together, the new melt conveying model and melt temperature model in melt conveying of the novel extruder were built. By comparison with the results of the literatures, the feasibility of this method was checked. Volumetric flow rate, velocity and equal velocity lines distributions and cross flow of inner screw were discussed. Theoretical analysis was in accord with the experimental result. The analytic solution of the melt temperature distributions was made by employing Laplace transformation method. The melt temperature distributions of inner screw and outer screw along axial and channel depth directions were simulated specially for power-law fluid. The work can provide the theoretical basis for the scientific design screw geometric parameters and setting process parameters of the nested screw novel extruder.

Generally speaking, all the preliminary investigations can provide not only the theoretical basis for the development and application of the equipment, but also a new scientific research stage for the improvement of the polymer materials science and technology of China.

Keywords: nested screw novel extruder, centrifugal force, material compressibility, solids temperature model, melts conveying model, melt temperature model

符号说明

s	下标, 螺杆
b	下标, 机筒
x	螺槽横向方向
y	槽深方向
z	螺槽方向
D_b	机筒内径, mm
D_s	螺杆根径, mm
D_{b1}	外螺杆外径, mm
D_{b2}	内螺杆外径, mm
R_{s2}	内螺杆根部半径, mm
R_{b2}	内螺杆顶部半径, mm
n_1	外螺杆转速, r/min
n_2	内螺杆转速, r/min
ω	螺杆旋转角速度
ω_1	外螺杆角速度
ω_2	内螺杆角速度
f	摩擦系数
f_s, f_2	螺杆摩擦系数
f_b, f_1	机筒摩擦系数
f_{b1}	外螺杆物料与机筒的摩擦系数
f_{b2}	内螺杆物料与机筒的摩擦系数
f_{s1}	外螺杆物料与螺杆的摩擦系数
f_{s2}	内螺杆物料与螺杆的摩擦系数
K_b, K_f	系数
Q, Q_s	体积流率, $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
Q_p	压力流, $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
G	质量流量, $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$
Q_{d1}	内螺杆轴反向拖曳流率, $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
Q_{d2}	内螺杆螺棱正向拖曳流率, $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
Q_{d3}	外螺杆内表面拖曳流率, $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

p_0	初始压力, MPa
p	压力, MPa
\bar{p}	压力无量纲特征量
p^*	无量纲压力
p_1	外螺杆轴向压力值, MPa
p_2	内螺杆轴向压力值, MPa
N_1	机筒对固相作用力, kN
N_2	螺杆对固相作用力, kN
F_f	摩擦力, kN
F_n	法向应力, kN
F_1, F_2	周围物料对固相微元体的正压力, kN
F_3	固相微元体与机筒展开平面的摩擦力, kN
F_4	固相微元体与螺槽底面和两侧面之间的摩擦力, kN
F_5	固相微元体与螺槽侧面的附加摩擦力, kN
H_1	外螺杆固体输送段槽深, mm
H_2	内螺杆固体输送段槽深, mm
H_3	熔体输送段槽深, mm
L, L_1	固体输送段长度, mm
W_b	螺杆顶部槽宽, mm
W_s	螺杆根部槽宽, mm
\bar{W}	平均螺槽宽度, mm
W_n	法向螺槽宽度, mm
M	螺纹头数
A, A_0	螺槽横截面积, mm^2
e	法向螺棱宽度, mm
K	法向应力与轴向应力比
C_0	常数
b_1	机筒壁厚, mm
b_2	外螺杆壁厚, mm
ρ	密度, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
$\bar{\rho}$	密度无量纲特征量
ρ^*	无量纲密度
ρ_m	极限压力下的密度, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
ρ_a	松密度, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
γ	修正系数

α	固相热扩散系数, $\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$
k_s	外螺杆热导率, $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
k_{po}	外螺杆物料热导率, $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
k_{pi}	内螺杆物料热导率, $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
k_b	机筒热导率, $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
σ_r	径向应力, MPa
σ_τ	周向应力, MPa
σ_z	轴向应力, MPa
z_1	外螺杆沿螺槽距离, mm
z_2	内螺杆沿螺槽距离, mm
Z	螺槽距离, mm
\bar{z}	螺槽距离无量纲特征量
z^*	无量纲螺槽距离
Δy_1	外螺杆固相槽深方向距离增量, mm
Δy_2	内螺杆固相槽深方向距离增量, mm
ϕ_{b1}	外螺杆顶部螺纹升角, deg
ϕ_{b2}	内螺杆顶部螺纹升角, deg
$\bar{\phi}_1$	外螺杆平均螺纹升角, deg
$\bar{\phi}_2$	内螺杆平均螺纹升角, deg
ϕ_{s1}	外螺杆根部螺纹升角, deg
ϕ_{s2}	内螺杆根部螺纹升角, deg
θ	牵引角, deg
$\bar{\theta}$	平均牵引角, deg
θ_1	外螺杆固相牵引角, deg
θ_2	内螺杆固相牵引角, deg
t	时间, s
\bar{t}	时间无量纲特征量
t^*	无量纲时间
\dot{Q}_b	机筒摩擦热, kW
\dot{Q}_s	外螺杆摩擦热, kW
M_m	固相微元体质量, kg
A_n	固相微元体法向加速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
A_a	固相微元体轴向加速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
a_a	固相绝对加速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
a_e	固相牵连加速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$

a_r	固相相对加速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
a_c	固相科氏加速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
$a_{\sigma y}^n$	固相绝对加速度的法向分量, $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
$a_{r y}^n$	固相相对加速度的法向分量, $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
a_e^n	固相牵连加速度的法向分量, $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
$a_{\sigma y}^t$	固相绝对加速度的切向分量, $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
$a_{r y}^t$	固相相对加速度的切向分量, $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
a_e^t	固相牵连加速度的切向分量, $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
a_{az}^z	固相绝对加速度的轴向分量, $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
a_{rz}^z	固相相对加速度的轴向分量, $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
ΔV	相对速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
v	速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
\bar{v}	速度无量纲特征量
v^*	无量纲速度
V_0	固体输送段的初速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
\vec{V}_r	固相的相对速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
\vec{V}_e	固相的牵连速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
\vec{V}_a	固相的绝对速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
V_x	熔体沿螺槽横向速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
V_y	熔体沿槽深速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
V_z, V_{z2}	熔体沿螺槽速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
\bar{V}_z	沿螺槽平均速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
V_{z1}	内螺杆轴展开平面沿 z 方向的反向拖曳速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
V_{z2}	内螺杆螺棱沿 z 方向的正向推力置换速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
V_{z3}	外螺杆内表面展开平面沿 z 方向的正向拖曳速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
V_{x1}	内螺杆轴展开平面沿 x 方向的反向拖曳速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
V_{x2}	内螺杆螺棱沿 x 方向的正向推力置换速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
V_{x3}	外螺杆内表面展开平面沿 x 方向的正向拖曳速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
$\dot{q}_1(n)$	机筒内表面单位面积的热产生速率, $\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}$
$\dot{q}_2(n)$	外螺杆底面单位面积的热产生速率, $\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}$
$\dot{q}_3(n)$	外螺杆内表面单位面积的热产生速率, $\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}$
$\dot{q}_4(n)$	内螺杆底面单位面积的热产生速率, $\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}$
T_b	机筒温度, $^{\circ}\text{C}$

T_s	外螺杆温度, $^{\circ}\text{C}$
T, T_p	固相温度, $^{\circ}\text{C}$
$T_{po}(0, n)$	外螺杆固相第 1 层的界面温度, $^{\circ}\text{C}$
$T_{po}(1, n)$	外螺杆固相第 2 层的界面温度, $^{\circ}\text{C}$
$T_b(0, n)$	机筒内表面的温度, $^{\circ}\text{C}$
$T_b(b, n)$	机筒外表面的温度, $^{\circ}\text{C}$
$T_i(0, n)$	外螺杆内表面的温度, $^{\circ}\text{C}$
$T_i(s, n)$	外螺杆底面的温度, $^{\circ}\text{C}$
$T_{pi}(0, n)$	内螺杆固相第 1 层的界面温度, $^{\circ}\text{C}$
$T_{pi}(1, n)$	内螺杆固相第 2 层的界面温度, $^{\circ}\text{C}$
$T_{pd}(0, n+1)$	机筒内表面固相 (n+1) 截面处第 1 层的界面温度, $^{\circ}\text{C}$
$T_{pd}(1, n+1)$	机筒内表面固相 (n+1) 截面处第 2 层的界面温度, $^{\circ}\text{C}$
$T_{pi}(0, n+1)$	外螺杆内表面固相 (n+1) 截面处第 1 层的界面温度, $^{\circ}\text{C}$
$T_{pi}(1, n+1)$	外螺杆内表面固相 (n+1) 截面处第 2 层的界面温度, $^{\circ}\text{C}$
T_n	熔体入口温度, $^{\circ}\text{C}$
T_0	物料熔点, $^{\circ}\text{C}$
T_y	槽深方向熔体温度, $^{\circ}\text{C}$
T_z	沿螺槽方向熔体温度, $^{\circ}\text{C}$
$p_i(n+1)$	内螺杆固相 (n+1) 截面处的固相压力, MPa
$p_o(n+1)$	外螺杆固相 (n+1) 截面处的固相压力, MPa
β	黏温系数, $^{\circ}\text{C}^{-1}$
C_p	熔体比定压热熔, $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
λ	熔体热导率, $\text{J}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
s_i	拉氏因子
η, μ_0	熔体黏度, Pa·s
m	幂率指数
δ	温度 T 的拉氏变换因子

北京化工大学学位论文原创性声明

本人郑重声明： 所提交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

作者签名： 贾明印 日期： 2008.4.8

关于论文使用授权的说明

学位论文作者完全了解北京化工大学有关保留和使用学位论文的规定，即：研究生在校攻读学位期间论文工作的知识产权单位属北京化工大学。学校有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘，允许学位论文被查阅和借阅；学校可以公布学位论文的全部或部分内容，可以允许采用影印、缩印或其它复制手段保存、汇编学位论文。

保密论文注释：本学位论文属于保密范围，在2年解密后适用本授权书。非保密论文注释：本学位论文不属于保密范围，适用本授权书。

作者签名： 贾明印 日期： 2008.4.8
导师签名： 张明 日期： 2008.4.8

第一章 综述

1.1 挤出机的发展

在当今世界四大材料体系(木材、硅酸盐、金属和聚合物)中,聚合物和金属是应用最广、最重要的两种材料。高分子化合物具有良好的物理机械特性,因此广泛地应用于工农业生产、交通运输、医疗、国防及日常生活中。而这些塑料制品中,有一多半是通过螺杆挤出这一工艺生产的。挤出机几乎成为任何一个与塑料有关的企业或研究所最基本的装备之一。单螺杆挤出成型机无论作为塑料塑化造粒机械还是成型加工机械都占有重要地位。

挤出机作为聚合物加工的重要设备,是伴随聚合物加工工业的发展而发展的。挤出机的发展历程可以分为以下四个阶段:

(1) 萌芽时期

挤出机起源于18世纪末,从1797年J.Brand发明了第一台挤出机开始,在19世纪前半世纪里,挤出法只用于铅管的生产。1845年,R.Broom申请了用挤出法生产电线的专利,这大概是最早的把挤出作为一种制造方法的记载。当时的挤出机为柱塞式,操作由手动逐步过渡到机械式和液压式,生产过程是间歇式的。随后,古塔波胶公司的H.Bewlgy改进了R.Broom的挤出机并将它用于包覆铺设在Dover和Calais之间的第一根海底电缆的铜导线上^[1]。

(2) 螺杆式挤出机阶段

柱塞式挤出机的缺陷导致了螺杆式挤出机的产生。1879年,Gray取得了世界上第一个采用阿基米德螺杆的挤出机专利,到1881年英国Show公司已经生产和销售螺杆挤出机。19世纪80年代后,德国也开始批量制造,并不断地发展和改进螺杆结构。这时期的挤出机螺杆长径比为3~5,难以满足热塑性塑料塑化的要求,只适合于生产橡胶制品。

(3) 现代挤出机时代

20世纪30年代,挤出机不论是柱塞式的还是螺杆式的,也不论是试验用的还是生产用的,都与Gray专利的早期挤出机差别不大。由于这类挤出机采用蒸汽加热、螺杆也太短,不能对物料进行充分的加热,因而加工新型聚合物有其局限性。1935年德国Paul Trfister公司制造出第一台热塑性挤出机,从此挤出机发展到了一个新阶段即现代挤出机时代。这一阶段的特征是挤出机采用直接电加热、空气冷却、自动温控装置和无级变速传动装置,螺杆的长径比开始超过10。P.Troester公司的挤出机应该是现代单螺杆挤出机的真正先驱。1935年,意大利的R.Colombo和C.Pasqueti分别开发了第一台同向和异向双螺杆挤出机用来加工热塑性塑料,开启了当今挤出工业的另一重要分支。

此外,进入 20 世纪30年代后,现代挤出机的发展也进入了合乎逻辑和有规律的发展阶段,人们不断努力,以提高挤出机结构的技术完善程度,并尽力探索掌握更多有关挤出加工原理的知识。

(4) 当代挤出机时代

20世纪五六十年代,挤出行业的快速发展,促进了挤出理论的进步。同时,挤出理论的发展也推动了挤出技术的进步,从此挤出工业发展到了一个新阶段,即当代挤出机时代。1922年,H.S.Rowell^[2]和J.F.Carley^[3]最早提出了熔体输送理论;1956年,W.H.Darnell及E.A.J.Mol^[4]提出了基于库仑摩擦机理的固体输送理论;1966年,Western Electric公司工程研究中心的Z.Tadmor教授^[5]在B.H.Maddock和L.F.Street试验观察的基础之上,建立了熔融理论;1984年,朱复华等^[6]在可视化实验技术的基础上提出了非塞流固体输送理论,这些基础理论基本构成了当代挤出机的基本理论体系,尽管这些理论有许多不完善的地方,后来许多研究者也对上述挤出理论进行了修正和完善。

挤出理论的完善和整定具有划时代意义,这极大地促进了当代挤出机的进步和发展。螺杆直径小至 15mm 大至 500mm 均可生产,螺杆长径比也有最初的 8 增加至 45 以上,而且有继续增大的趋势。螺杆结构也日益丰富,出现了各种新型混炼元件和螺杆结构,如:销钉混合器、静态混合器、分流型螺杆、分离型螺杆、屏障型螺杆、变流道螺杆、波状螺杆、销钉螺杆、排气式螺杆等。同时,也涌现出大批新型挤出机,如排气式挤出机多螺杆挤出机、磨盘挤出机、往复螺杆式 BUSS 挤出机、电磁动态挤出机等。当代挤出机正朝高速和高产化、高效和多功能化、大型和精密化、模块和专业化以及智能和网络化的方向发展。

1.2 复合共挤出技术的发展

随着高聚物新型材料的不断出现和市场上对高聚物挤出产品性能要求的不断提高,单一材料的制品往往具有局限性,已不能经济地满足某些特性及外观的特殊要求。共挤出复合成型是用两台或者两台以上单螺杆挤出机或双螺杆挤出机将两种或多种聚合物同时挤出并在一个机头中成型形成多层板式片状结构或膜式结构等的一步法加工过程^[7]。采用共挤出技术能够使多层具有不同特性的物料在挤出过程中彼此复合在一起,从而使一种制品兼有几种不同材料的优良特性。共挤出复合成型技术具有生产成本低、工艺简单、能耗低、生产效率高、制品种类多等特点,特别适合于生产复合薄膜、板、片材、管材等复合制品,是目前多层复合制品最有发展前景的复合成型技术之一。据资料介绍^[8],在世界塑料生产中,共挤出以 30% 的增长率递增。

复合共挤工艺的关键是设计一个十分合理、流道设计巧妙的复合机头。一直以来国内外的研究者也大都集中在复合共挤机头的研究,包括结构设计和机头内流体流动情况的研究,特别是界面稳定性的研究,如Chang .D .H^[9]通过实验研究了圆形共挤复合机

头中同心和偏心两相流动的情况，实验所用的聚合物是低密度聚乙烯/聚苯乙烯（LDPE/PS）和高密度聚乙烯/聚苯乙烯（HDPE/PS）。Agassant et al.^[10-14] 在此领域进行了一系列理论和实验研究，他们模拟了平行平板间的多层流动，从理论和实验方面研究了幂律流体的非等温流动，并分析了平板间牛顿流体和Carreau流体的等温二维共挤出流动。但是，公开报道的有关复合共挤出的理论和实验研究相对较少，因为多层、多相流体的流动较复杂，同时共挤实验设备的费用也很高。

总结国内外文献，共挤出技术的发展趋势和研发热点主要有：1) 研究一定范围的共挤出机头，以满足不同材料、不同层数和不同机头直径的要求；2) 研究组合包装系统，根据不同的原料特性研制出可允许的组合数的机头，使其多层化，因为层数越多，功能性越强；3) 开发高效、节能的多层结构单机共挤技术，这正是本课题的研究目的之一。

1.3 单螺杆挤出理论的研究文献

1.3.1 固体输送理论

单螺杆挤出机固体输送段的主要作用是进料、压实并将物料输送。固体输送段无论是在提高挤出机的产量特别是在比流量方面，还是在降低挤出机的能耗特别是名义比功率方面，愈来愈显示出关键性的作用。

目前对普通单螺杆挤出机固体输送机理的研究存在不完全一致的论点，但他们都从不同的角度阐述了固体输送理论。

最早的固体输送理论是1965年由Darnell 和Mol^[4]基于固体摩擦静力学基础上提出的Darnell-Mol固体输送理论。该理论认为聚合物粒子被致密地压实，形成在螺槽上滑动的固体床或固体塞，由于固体颗粒与机筒表面的摩擦力及与螺杆表面的摩擦力之间的差异而运动。根据这一理论可推导出流量、压力和牵引角，对生产实践具有一定的指导意义。但由于该理论的部分假设与实际不符，致使这一理论推算出的结果往往与生产实践有很大偏差，后来许多研究者从多个方面对Darnell-Mol理论进行了修正。

1970年，Chung^[15]提出了一个完全不同的方法，认为固体床的运动是由固体塞与金属表面存在的一层聚合物熔膜引起的，即黏性牵附理论。该理论认为固体塞的运动最终由熔膜内的剪切力所控制。当螺杆具有一定的温度时，物料在离开加料口大约三到五倍直径处，首先是固体塞与机筒接触的表面，随后是固体塞与螺杆接触的三个表面处，先后出现了一层薄薄的熔膜。熔膜将固体塞与机筒和螺杆隔开，作用于固体塞表面的摩擦力被剪切应力所取代。黏性牵附理论将固体塞沿螺槽的运动视为一个“弹性塞”，其内部无变形，但周围被熔融物所覆盖。

1971年，Tedder^[16]提出了在能量平衡理论基础上建立的固体输送理论，分析时引用了虚位移原理。该理论将固体塞在螺槽中的运动简化为“有摩擦约束的三板系统”，进而得到按能量平衡理论计算的固体输送流率。按照该理论，当螺杆与物料之间的摩擦系

数大于机筒与物料之间的摩擦系数时，挤出机理论产量仍大于零，这比 Darnell-Mol 固体输送理论更符合实际情况。

上述理论，由于基本假设的问题，其结果均与实际有一定出入。Darnell-Mol 理论^[4]以及 Tedder 理论^[16]认为，挤出机加料段的固体输送能力是由螺杆与物料之间、机筒与物料之间的摩擦系数决定。Chung^[15]的理论认为固体床周围熔膜中熔体产生的黏性牵附力控制了挤出机的固体输送能力。对 Darnell-Mol 理论^[4]的两个重要修正是 K.Schneider^[17]对压力各向异性的修正和 C.I.Chung^[18]对固相密度的修正，以及 E.Broger 和 Z.Tadmor^[19]对螺槽深度、物料密度变化的考虑。K.Schneider^[17]认为：在固体输送区，固体物料作用于螺棱、螺槽底面和机筒表面的压力是不同的，它们远小于沿螺槽方向的压力，前者与后者的比值约为 0.3-0.4。E.Broger 和 Z.Tadmor^[19]关于固体物料密度的修正导致了固相运动速度的变化，这与实际结果相吻和。另外，Darnell-Mol 理论认为压力仅仅是螺槽方向的函数，实践证明，此假设与实际不符。

针对上述不足，1986 年，朱复华、房士增等人^[6]将固体输送段分为非塞流区和塞流区，提出了非塞流固体输送理论。在非塞流区采用散粒体的概念来代替固体塞并建立相应的数学模型。散粒体是指具有一定粒径大小的颗粒自然或强制地堆积在一起构成的体系。就物理性质来说，它是介于固体和液体之间的一种体系。他们从实验观察到，在固体输送过程中，最突出的特点是固体颗粒之间存在着一定的空隙和不同程度的相对运动。

国外很多研究者也对上述问题进行了补充和解释。Campbell 等^[20]假设固体床为弹性流体，忽略了扭矩平衡方程，并建立了新的固体输送模型，他们认为螺棱的法向作用力是螺槽中的压力和机筒对固体床的摩擦力的综合作用效果。Z.Tadmor 和 E.Broyer^[21]研究了固体输送段的热量传递问题，物料假设为粉料。他们的非等温模型能有效的解释摩擦系数随温度的变化规律。D.Q.Qiu^[22]指出沿固体输送方向物料是逐渐压缩的，压缩度与压力、温度和物料类型有关。Shiibo Zhang^[23]通过实验研究发现，添加粉料时，加料段螺槽起始的几个螺槽内没有压力梯度，而不是整根螺杆都有压力梯度。这是因为开始处粉料还没有被压缩，只有当粉料被压缩时，才能建立压力。Shiibo Zhang^[23]建议把固体输送段分为两区：松散粉料区和可压缩粉料区，这两个区有不同的特征。

在固体输送段建立合理的物理模型和数学模型也很重要，它有助于阐述和理解固体输送理论。一个比较理想的模型应该包括如下特征：1) 压力梯度；2) 固体床的螺旋剪切流动，即速度分布；3) 温度分布。

Gattalla et al.^[24]建立了平行平板间不可压缩流体稳态流动的数学模型，并通过求解无量纲连续性方程、运动方程以及能量方程，得到了固体输送段固相的速度分布和温度分布的解析解，但没有得到实验验证。

P.A. Moysey et al.^[25, 26]利用非等温三维离散单元法对单螺杆挤出机的加料口和固体输送段进行了数值模拟。考查了固体输送段固相沿螺槽方向和螺槽截面上的速度分

布、螺槽截面上的温度分布和停留时间分布等,采用离散单元法可清楚地考查固体粒子的运动情况和流动波动情况。在他们的模型中假定物料是由单个的粒子组成,相互接触并能承受一定的变形,而不是所谓的固体塞。

房士增等^[27]研究了非塞流固体输送段并提出了完整的数学模型,使固体输送理论更趋完善,压力、产量的预测更趋合理。

江顺亮^[28]对单螺杆挤出理论进行了系统研究,将非塞流固体输送和固相漂移段引入单螺杆塑化挤出综合模型中,并成功地将各段的计算程序进行了衔接。

Qu Jinping et al.^[29]研究了振动力场对单螺杆挤出机固体输送的影响,建立了相应的物理模型和数学模型,并利用拉普拉斯变换求出了压力和速度的近似解析解。结果表明,当没有振动立场时,压力分布和Darnell-Mol理论^[4]计算结果相同,但物料密度和速度沿轴向是变化的;当考虑轴向振动力场时,物料的压实度和平均压力提高,牵引角增大,固体输送段的长度降低。

固体输送段的压力分布和压力起源也一直是固体输送理论研究的热点和当前争议比较大的问题。C.I.Chung^[30]利用黏性牵附理论计算了固体输送段的压力分布,并和Darnell-Mol理论^[4]的计算结果进行了对比。结果表明,按照Chung^[30]的理论计算的·压力分布沿螺杆轴向呈线性增加,而按Darnell-Mol理论计算的·压力分布呈指数规律分布。在相同的轴向位置,Darnell-Mol理论计算的最大压力随槽深增加急剧增大,而按Chung的理论预测的压力分布随槽深增加是递减的。Darnell-Mol理论计算的最大压力和转速无关,而据Chung的理论计算的最大压力随转速的增加而增加,而且,最大压力不仅与螺杆表面温度有关而且也和机筒表面温度有关。

J.G.A.Lovegrove et al.^[31]认为料斗底部的起始压力不仅和料位高度和塑料松密度有关,而且还必须考虑螺槽中塑料的重力和离心力的影响。此外,物料密度和固体输送段的温度对建压和压力分布也十分重要。

A.J.Botten et al.^[32]建立了求解单螺杆挤出机压力分布的数学模型。在他们的模型中,螺杆芯轴是锥形的,螺棱附在芯轴上,这样螺杆槽深是变化的,螺距可恒定也可变化,挤出物料为陶瓷坯泥。计算结果能较好地预测单螺杆挤出机的压力分布。

螺槽中的压力分布和摩擦系数密切相关。N.M.Smtth et al.^[33]研究了粉料或粒子体积密度与流体静压力之间的关系,并给出了多项式回归方程。N.M. Smtth et al.^[33]认为固体输送段的压力是由机筒表面和螺杆表面的摩擦力产生,如果物料密度对压力变化比较敏感,则沿螺槽方向将有物料体积密度的波动,直到粒子被充分压缩。N.M. Smtth et al.也用实验装置研究了密度与压力的关系。

摩擦系数是控制固体输送、压力起源以及塑料基体热降解的重要因素,但由于滑动表面摩擦能的分散性,直接测得实验装置的表面温度是比较困难,但是通过数学方法可估算其表面温度。

M.A.Spalding et al.^[34]在Chung^[35]的实验装置基础上,测得了低密度聚乙烯

(LDPE)的动摩擦因素随转鼓表面温度、压力和转鼓速度的变化。并通过测试丙烯腈-丁二烯-苯乙烯共聚物 (ABS) 的摩擦系数验证了估算转鼓表面温度方法的可行性。

D. Q. Qiu et al.^[36] 通过实验研究分析了固体粒子的压缩行为。结果表明, 温度、压力对聚合物粒子的体积密度有较大影响, 而且对无定型结晶型和非结晶型聚合物的影响效果不同。在设计挤出机螺杆结构时必须考虑固体聚合物粒子的流变行为。当压力施与聚合物粒子时, 粒子间的空隙率减小, 粒子会变形甚至破裂, 这导致粒子密度增加。当压力足够高时, 空隙率减小, 体积密度会达到单个个体的密度。

固体输送段的压力发展对螺杆挤出机的产量有很大的影响。喂料区的压力越大, 聚合物粒子越容易压缩, 根据质量守恒, 产量也越大。这也是沟槽机筒可提高挤出产量的原因之一。^[36]

Gogos et al.^[37], Hyun et al.^[38] 也研制了研究固体输送理论的实验装置, 分析了压力、机筒和螺杆温度以及螺杆转速对固体输送质量流率的影响。Hyun 及 Spalding^[39]也研究了温度、压力对聚合物体积密度的影响; Spalding et al.^[40,41]研究了动摩擦系数和温度、压力、速度的关系, 并分析了黏性力对固体输送的影响, 其中物料为不可压缩的刚性体, 流动情况和塞体一样。Hyun 及 Spalding^[42]从这些实验数据中构建了新的固体输送模型。

综上所述, Darnell-Mol 固体输送理论是经典的固体输送理论, Chung, Tedder, Tadmor 等从不同方面对其进行了修正, 但传统固体输送理论的缺陷使后来更多的研究者的转入到散粒体固体输送的研究。固体输送段固相的摩擦系数、密度、压力的起源及分布, 以及固相的速度分布等是目前的研究热点, 也是有争议的问题。上述研究者在对固相运动分析时, 忽略了加速度的分析, 也忽略了螺杆的离心作用。此外, 前人对固体输送段固相温度分布的研究较少, 而固相温度分布很重要, 它直接决定了固体输送段的长度并影响塑化质量。本课题将建立考虑螺杆的离心力和物料压缩性的新型固体输送理论, 考查螺杆机筒同时旋转下的固体输送机理, 并对固相温度进行深入分析。

1.3.2 熔融理论

单螺杆挤出机的熔融过程是聚合物颗粒所组成的固相在传导热与黏性耗散热共同作用下逐渐转变为液相的过程, 是两相共存的状态^[43]。聚合物熔体在复杂力场与受热状况下表现出来的非牛顿特性, 以及不连续固相所具有的特性都增加了研究单螺杆挤出机熔融理论的难度。

Tadmor 等^[5]在实验观察的基础上, 提出了第一个关于熔融理论的数学模型。Tadmor 熔融理论认为, 熔融的热源有两个: 一是从外加热器得到的外热, 二是熔膜流动过程中由于速度差产生的黏性耗散热, 简称为内热, 其能量来源于电动机的机械能。这两种热源均由上往下沿槽深方向传导, 法向和轴向由于温度梯度较小, 一般可略去不计。此外,

熔池中由于熔体厚度远厚于熔膜，速度梯度小，产生的黏性耗散热也可略去。

从 Tadmor 等人提出第一个熔融理论的数学模型之后，后来的研究者对熔融理论进行了大量的研究，其中相当一部分是对 Tadmor 熔融模型的修正，一部分则提出了不同的熔融物理模型，其中研究的重点之一是预测固体床破裂，但至今未取得令人满意的结果。而现在大多数挤出过程模拟软件中都沿用传统熔融理论。从 20 世纪 80 年代中期至今，对熔融理论研究的重点发生了转移，研究者先后提出了固体颗粒熔融理论、分散熔融理论等区别于传统理论的熔融理论。根据熔融过程中固体床与熔池位置，建立了三种主要的熔融物理模型：Maddock 模型^[44]、Klenk 模型^[45]和 Dekker 模型^[46]。

Lindt^[47]分析了熔融段的压力分布，他认为出现上述三种不同熔融物理模型是由于环流与漏流相互作用的影响，螺棱间隙引起的漏流会对螺槽横截面上的压力分布产生影响，螺棱顶部与机筒内壁之间的间隙大小决定究竟出现哪一种熔融模型。Lindt^[47]分析了三种熔融物理模型存在的条件，他认为 Maddock 熔融模型较易发生在螺杆直径较大的挤出机上，Klenk 熔融模型则易发生在较小型的挤出机上，而 Dekker 熔融模型则常发生在熔融的后期。

Pearson 等^[48]假设不存在环绕固体床的环流，Lindt 等^[49,50]最先放松了这一限制，认为环绕固体床的熔体环流对预测熔融速率、固体床分布及沿程压力的准确性有着重要影响。Sundstrom 等^[51]对对流传热进行了修正，熔融速率可提高近 20%。传统熔融理论中均质连续固体床这一假设决定了传统熔融理论的研究对象——连续固相，虽然该假设在后继的研究中得到不断修正，但其连续固体床的本质并没有改变，这成为区分传统熔融理论与其他熔融理论的标志。然而，在大量的可视化实验中，研究者却发现颗粒之间的界限清晰可见，有时熔融至 40%~70%时会发生固体床破裂，形成固-熔混合物^[42]。固体床破裂时虽然固体床碎块浮动和破碎位置大致相同，但在不同时刻碎块大小、形状和数量不同，造成压力、温度波动，甚至堵塞压缩段，导致产量波动，从而引起挤出制品的尺寸波动和表面质量下降。固体床破裂问题亟待解决，为此人们展开了对固体床性质的研究与探讨。

Donovan^[52]在 Tadmor 模型中引入了描述固体床加速行为的经验参数 SBAP。Pearson 等^[48]以及 Fenner^[53,54]也在他们的模型中引入了固体床加速，假设固体床能够自由变形。Bruker 等^[55]在他们的可视化实验中清楚地看到固体床的加速，以及固体床中颗粒的重新排列、变形与取向。Han 等^[56,57]首次研究了固体床的流变行为，并引入参数 f_m 确定固体床的表观模量，认为固体床的变形程度受螺杆几何参数的影响。其不足之处在于， f_m 必须通过实验数据与理论结果的对比才能确定。

北京化工大学朱复华教授为核心的挤出工程原理小组的研究人员和研究生群，分析了前人工作的不足，他们从可视化实验技术入手，先后研制了高速试验台、剖分机筒试验台、透明单螺杆挤出机、摩擦试验台、固相破碎剪切强度测量装置等先进的试验装置，并在大量的试验基础上提出了很多富有创见的见解，并提出了完整的物理模型。A. C.

Wong 与朱复华等^[58-60]在可视化实验中观察到固体颗粒之间存在熔体,且愈到熔融后期颗粒间的熔体会愈来愈多。在产生固相破裂的同时,可以明显地看到固相变形。上述实验结果说明固体床的不连续性和可变形性,显示了传统熔融理论假设中存在的缺陷。1984年,陈利钦^[61]详尽地研究了延迟段和熔融段,获得了该段的物理模型和数学模型。1986年,徐敬一^[62]对计量段的熔体输送机理进行了研究,其方法简单实用,同时还对熔融段进行了改进,在上下熔膜的计算中考虑了螺槽顺流方向和横过螺槽方向的压力梯度,并可同时求出速度和温度沿槽深方向的分布。1989年,赵月云^[63]完成了《固相破碎理论初探》的研究,并研制了一套测量固体床剪切强度的装置,首次获得了固体床流变性能的剪切数据并试图揭开固体床破碎机理。1993年,刘荣梅^[64]针对破碎后的固相进行了熔融结束点的计算。2000年,何红^[65]采用实验和理论研究相结合的方法,为适应亚宏观尺度观察的需要,将原有的宏观可视化系统经过自行设计和改造,成为亚宏观可视化系统,结合沿程取样技术,对PP和LDPE的单一物料体系和二相混合物体系做了亚宏观可视化研究,取得了一系列的实验数据,建立了熔融的物理数学模型。

华南理工大学以瞿金平教授为核心的科研团队也对熔融理论也开展了大量研究,他们将振动力场引入挤出全过程,建立了振动力场作用下的挤出过程的物理模型和理论模型,并作了大量理论和实验研究^[66-70]。

综上所述,在当前挤出理论体系中,Tadmor 熔融理论仍然是主要理论,考虑到熔融过程中的固体颗粒的个体性、固体床的不连续性以及可变形性,对固相破碎理论和其它新型熔融模型的研究正得到重视。但是,研究者对螺杆机筒同时旋转下的熔融理论研究较少,螺杆机筒同时旋转下的新型熔融模型有待深入研究。

1.3.3 熔体输送理论

最早研究熔体输送理论的是 H. S. Rowell^[2]和 J. F. Carley^[3],他们把螺槽展开,将熔体流动看成是两块无限平行平板之间的等温牛顿熔体的流动。这种平板模型一直沿用至今,虽然后来的研究者们对其进行了修正。朱复华等已对80年代以前这部分文献进行了很好的总结,请参看文献^[71]。本文针对八十年代后单螺杆熔体输送理论的研究进展进行了回顾总结。

七十年代末八十年代初,随着计算机科学的发展,计算数学逐渐成熟,有限元法开始大量地应用到挤出理论上,有限元的应用克服了环流、漏流和曲率计算引起的困难。除有限元法外,有限差分法和边界元法也广泛应用于熔体输送段的熔体流动分析。J.Vlachopoulos (1976年)^[72]利用有限元法分析了矩形螺槽中的熔体流动。M.L.Hami (1980年)^[73]、C.D.Denson(1980年)^[74]和 D.Roylance (1980年)^[75]也对挤出过程的熔体流动进行了有限元分析,其中 M.L.Hami 采用了螺旋坐标系。1987年,I.Bruker^[76]计算了螺槽中的熔体流动,并利用有限差分法研究了熔体在螺槽中横向流动

及固相温度沿螺槽方向的变化。1990年, M.Gupta^[77]利用三维有限元模型获知了多种螺槽中的速度和压力分布图。1993年, J.W.Joo^[78]利用三维有限元法分析了单螺杆挤出机中的停留时间分布。三维流动问题虽然很复杂,但在某些情况下却是必须的。如果机筒温度或螺杆温度与熔体温度的差异较大或者黏性耗散热在熔体中引起的温升较大,挤出过程中温度的影响就不能忽略,非等温流动的精确解就需要能量方程和动量方程的联立,而且为了计算由于环流引起的温度变化,必须求解包括槽深方向速度分量在内的整个流场,这就变成复杂、困难的非牛顿非等温问题。

熔体输送段的温度分布也是挤出过程中的一个重要参数,它对材料特性(黏度、密度、热降解性能等)、挤出速率、产品质量都有重要的影响。熔体温度依赖于聚合物的性能(黏度、热熔、密度、传热系数)、螺杆设计、机筒温度、转速以及机头压力等。熔体温度可通过在螺杆功率、机筒和螺杆表面的热交换及熔体剪切热基础上建立的能量平衡方程求得。近年来,为得到优化的挤出工艺和提高制品质量,在单螺杆挤出机聚合物熔体温度分析及计算模拟方面取得很大的进展。

1971年, W.H.Suckow et al.^[79]求解了平行平板间非牛顿流体一维流动的能量方程,求解过程中使用了准确的速度分布方程,通过求解能量方程得到了熔体温度曲线和平均熔体温度分布。1977年, Fenner^[80]研究了沿螺槽方向的温度分布。1982年, E.Agur et al.^[81]根据材料的流变性能、螺杆几何尺寸和挤出工艺条件,用数值法计算了聚合物的流动速率、压力和温度在沿螺槽方向和机头处的分布,并模拟了机头出口处的挤出胀大行为,并进行了实验验证。1984年, Elbirli et al.^[82]研究了机筒温度沿挤出方向变化情况下的熔体温度分布,在他们的模型中,假定机筒和螺杆温度相等。1987年, I.Brucker et al.^[83]利用有限差分法计算了幂率流体在熔体输送段末端的径向温度分布,并利用由10个沿径向分布的热电偶组成的在线温度测量装置得到了聚碳酸酯温度分布的实验值,数值计算和实验值比较接近。1989年, J.Thomas et al.^[84]研究了平行平板间幂率流体充分发展的流动问题,分析了幂率流体的黏性耗散热和温度对黏度的影响,在缺乏压力梯度的条件下求得了数值解,研究结果也适用于浅螺槽部分填充的熔体输送情况。1989年, Guo et al.^[85]在 Chung et al.提出的功率方程的基础上建立了总的能量平衡方程,推导了熔体温度的数学表达式,用于预测在相似放大时的熔体温度计算,并与实验值进行了对比。

从九十年代开始,更多的学者利用有限差分法、有限元法以及边界元法研究熔体温度的分布。1990年, Gupta et al.^[86]利用有限元法求解了非牛顿流体在具有多种几何形状螺槽中的三维流动情况,但在他们的模型中没有考虑压力流和温度对黏度的影响。1990年, Karwe et al.^[87]利用有限元方法求得了单螺杆挤出机熔体输送段非牛顿幂率流体流动的数值解。在他们的模型中假设螺杆表面是绝热的,流体在入口处是充分发展的,能量方程中沿螺槽方向的对流项是由机筒热和黏性耗散热引起。他们认为,沿槽深方向的速度梯度和温度梯度比较大,能量方程中的黏性耗散和扩散热不能忽略,而沿螺槽方向的热扩散相对比较小,能量方程中的黏性耗散和扩散热可以忽略。1992年, Essegir

et al.^[88]对单螺杆挤出机的熔体温度分布进行了实验研究,实验研究表明,螺杆根部的温度梯度较小,可以忽略不计。1995年, Das et al.^[89]对比了准二维和全二维计算模型,构建了新的模型并考虑了熔体和螺杆之间的热传递。研究发现,流体在入口很短一段距离就已充分发展,熔体温度分布和压力分布在准二维模型和全二维模型之间没有太大的区别。

同年, Sastrohartono et al.^[90]提出了一种三维有限元数值模型,考虑了螺杆和机筒内的热传导,计算结果比较准确。1995年, Raman V. Chiruvella et al.^[91]利用迭代法求得了动量方程和能量方程的解析解,研究了熔体输送段的压力、温度分布和机头的压力降。1995年, Raman V. Chiruvella et al.^[92]利用有限差分法耦合了熔体输送段的运动方程和能量方程,研究了单螺杆挤出机在六种不同形状机头的情况下,熔体输送段和机头内的熔体速度、压力分布和热传递的数值解。1998年, P. Lin et al.^[93]建立了食品加工单螺杆挤出机非牛顿流体的二维热传递模型,利用有限元方法和控制方程,分别求解了固体输送区和熔体输送区的温度分布。1998年, P. Lin, Y. Jaluria^[94]研究了非牛顿流体的二维非等温组合热传递,考虑了螺杆、机筒以及物料的热流作用,并建立了相应的数学模型,利用有限差分法求得了熔体温度在熔体输送段的数值解。研究发现,螺杆和机筒的热传导对熔体流动和热传递有重要影响,特别是机筒的热传导,加工工艺依赖于物料性能、热边界条件和挤出机的几何尺寸,这对挤出机的设计、系统控制以及得到最佳的热传递参数和质量制品都有很大的帮助。2002年, Manab Kumar Das et al.^[95]建立了准三维模型,并利用有限元法考查了单螺杆挤出机熔体输送段幂率流体的流动情况,计算了低密度聚乙烯沿螺槽方向的压力分布和温度分布,数值计算和实验测试结果比较吻合。在他们的模型中,考虑了螺槽中的横向对流,而且假定螺杆绝热,计算结果优于二维模型。

熔体温度的测定依赖于传感器的类型和传感器在熔体流向中的位置,测量方法十分重要。测量温度分布最常用的方法是在转换导管中嵌入横穿流体的架桥装置。这种方法能准确测得熔体的温度,但这套装置太精巧而无法测得挤出机内部的熔体温度。

1994年, Esseghir et al.^[96]介绍了一种穿过机筒壁可收缩的热电偶来测得旋转螺杆螺槽中的熔体温度。当螺棱旋转到热电偶的位置处,热电偶都会自动收缩。这套装置非常精巧,比较适用于实验研究,但是从周围金属传导的热量也会影响测量结果。

非侵入式测温方法也是一种重要的测量技术,如红外测温法、荧光测定法等,这种方法可替代热电偶测温法。荧光染色体在加工温度下可溶解在塑料基体中,通过光学传感器测得塑料基体中染色体的光谱范围来计算塑料基体的温度。1998年, Kalman B.M.^[97]利用这种在线检测装置测得了双螺杆挤出机棒材机头中熔体沿径向的温度分布,并分析了螺杆转速、机筒温度和机头体的温度对熔体径向分布的影响。2004年, Anthony J.B et al.^[98]也利用这种方法分别研究了螺杆转速、螺杆设计以及熔体流动速率对常规螺杆和混合型螺杆槽深方向熔体温度的影响。

2006年, A.L. Kelly et al.^[99]利用由热电偶网格组成的新型温度传感器,研究了三种

不同结构的螺杆（渐变压缩段螺杆，快速压缩段螺杆，分离型螺杆加 Maddock 混合器）的螺杆头部熔体温度分布以及棒材机头内的熔体温度、机头压力和温度波动等。

综上所述，熔体输送理论是挤出理论中研究最早和最成熟的理论，已由最初简单的一维牛顿模型发展到复杂的二维、三维非牛顿模型，计算结果更加精确，对熔体输送段熔体温度分布的数值计算和实验研究也正受到研究者的重视。但是，研究者针对螺杆机筒同时旋转的熔体输送规律和熔体温度分布的研究较少，本课题将对这一真实挤出过程进行深入研究。

1.4 嵌套螺杆结构及单机复合共挤的相关研究

嵌套螺杆结构是指在外螺杆中嵌套一段或整根内螺杆，以实现外螺杆的固相分离、液相分离等特殊功能。国内外出现的嵌套螺杆结构包括：SDS 分离型螺杆、XLK 分离型螺杆单机、多螺杆挤塑机、Campbell 的特殊实验挤出机等。单机复合共挤是指用一台挤出机替代传统的多台挤出机实现复合共挤出，从而弥补传统共挤技术易出现熔接痕、同心度低等的缺点，并具有成本低、挤出效率高的优点。国外出现的单机复合共挤设备包括：Conex 挤出机、双螺槽单机双层复合共挤新型挤出机等。目前国内在单机复合共挤技术领域的研究还属于空白。

1.4.1 SDS 分离型螺杆

SDS分离型螺杆^[100,101]是在分离型外螺杆的内部插入一段固定不转的内螺杆，内螺杆安装在分流板上，在外螺杆固相槽末端开有一个固相排入孔，未熔固相通过该孔进入内螺杆。挤出过程中，内螺杆上的固相从外螺杆吸取热量并逐渐全部熔融，随后再通过排出孔回到外螺杆的液相螺槽中。如图1-1所示。

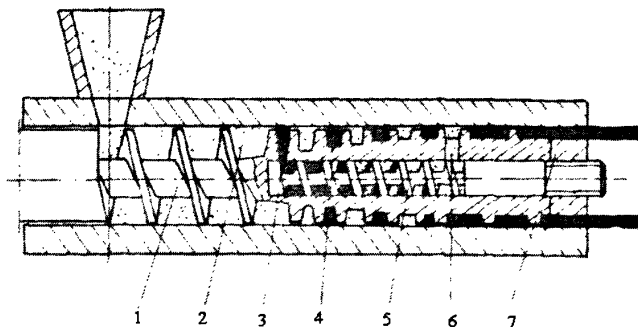


图 1-1 SDS 分离型螺杆

1-外螺杆；2-固相；3-排出孔；4-液相；5-内螺杆；6-排入孔；7-分流板

Fig.1-1 SDS separated draining screw

1-outer screw;2-solids state;3-outlet hole;4-liquid state;5-inner screw;6-inlet hole;7- splitter plate

1.4.2 XLK 分离型螺杆

XLK 分离型螺杆^[102]的特征是主螺杆中有一深孔，在深孔中有一内螺杆，内螺杆安装在固定不动的分流板上，结构简图如图 1-2 所示。内螺杆的螺纹方向与外螺杆的螺纹方向相反。在挤出过程中，已经熔融的塑料越过间隙进入液相螺槽，再从液相螺槽的小孔进入主螺杆内部的内螺杆中，在外螺杆的旋转作用下向前输送，最后通过分流板挤出。与 SDS 螺杆不同，XLK 螺杆的内螺杆中输送的是熔体，熔融的物料对温度要求不是太苛刻。从内螺杆往外螺杆上回流是极为困难的，机头压力不易变化，因此不会造成较大的产量变动。

SDS 螺杆和 XLK 螺杆虽然也是在外螺杆芯部嵌套内螺杆，但其特征是内螺杆仅为熔体输送段一段，而不是嵌套整根内螺杆，其目的是用来分离固、液相，这与本课题设计的嵌套螺杆式新型挤出机有较大不同，而且嵌套目的也不同。

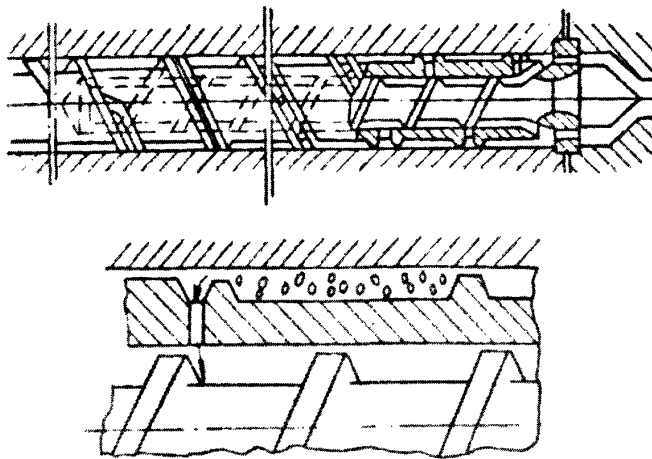


图 1-2 XLK 分离型螺杆

Fig.1-2 XLK separated draining screw

1.4.3 多螺杆挤出机

专利 98111563.2 介绍了一种多螺杆挤塑机^[103]。它由进料口、螺杆、套筒、轴承和模头等构成，其主要特征在于螺杆和套筒均有内外之分，内、外螺杆以及内、外套筒均同心于基准轴心，内外套筒均设有进料口且均开口于模头中，内外套筒可设有调温装置。这种挤出设备必要时还可设置两个外套筒，可挤出包覆均匀的多层塑料制品。结构简图如图 1-3 所示。

同轴心多螺杆挤出机的内外挤出系统均由独立的螺杆和套筒组成，基本结构为：套筒+螺杆+套筒+螺杆；而本课题所研制的嵌套螺杆式新型挤出机内外挤出系统的特点是共用外挤出系统的螺杆，即外螺杆本身即作螺杆，又作内螺杆的机筒，基本结构为：机筒+螺杆+螺杆。

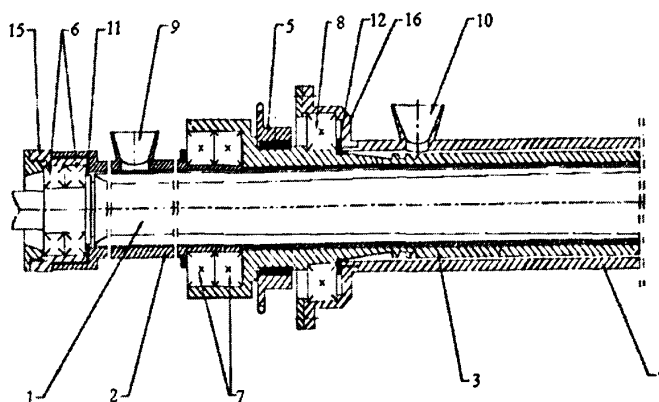


图 1-3 同轴心多螺杆挤出机

1-内螺杆; 2-内套筒; 3-外螺杆; 4-外套筒; 5-链轮; 6, 7-轴承组; 8-轴承;
9, 10-加料口; 11, 12-密封圈; 15-轴承; 16-轴承座

Fig 1-3 Multiple-screw extruders with the same axes

1-inner screw; 2-inner sleeve; 3-outer screw; 4-outer sleeve; 5- sprocket; 6, 7- bearing group;
8-bearing; 9, 10-hopper; 11, 12-seal ring; 15- bearing; 16- bearing chock

1.4.4 特殊实验挤出机

1992年, Campbell et al.^[104]介绍了一种特殊的实验挤出机以验证单螺杆挤出机熔体输送的拖曳流动。这种挤出机的特点是螺杆轴与螺棱是独立的, 螺杆轴、螺棱和机筒分别由独立的驱动装置控制, 这样可以使机筒、螺棱或螺杆轴单独旋转或者使其中两个结合同时旋转 (如螺杆轴和螺棱), 机筒为透明式, 结构特点如图 1-4 所示。

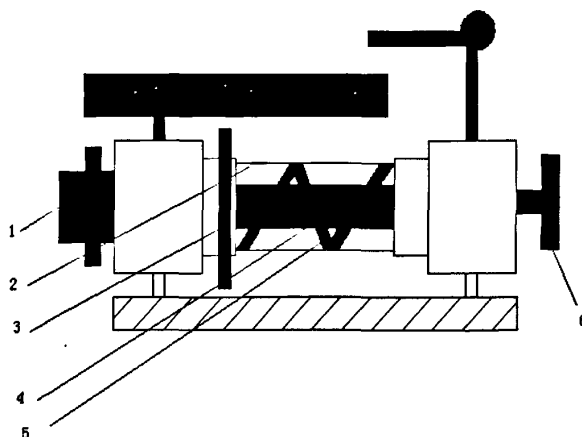


图 1-4 Campbell 实验挤出机

1-螺棱驱动; 2-机筒; 3-机筒驱动; 4-螺杆轴; 5-螺棱; 6-螺杆轴驱动

Fig1-4 Campbell's experimental extruder

1- drive for screw flight; 2-barrel; 3- drive for barrel; 4-screw core; 5-screw flight; 6- drive for screw core

Campbell 的实验挤出机是针对熔体拖曳段的实验装置, 加工物料为黏性流体, 与真实的挤出过程有较大区别。

1.4.5 熔融段机筒旋转

2007年, J.W. Sikora^[105]介绍了一种高速高效挤出机, 结构特征是熔融段螺杆和机筒由不同的驱动装置驱动, 螺杆和机筒可同时旋转, 如图 1-5 所示。

一般情况下, 挤出机的熔融段需要的热量较其它各段多, 螺杆机筒同时旋转可提高螺杆的相对速度, 增大熔体的黏性剪切热, 提高塑化效果。此外, 当螺杆机筒同时旋转时, 塑料熔体受机筒内表面和螺杆底面两种方向相反的拖曳作用, 这种拖曳效果有利于塑料的搅拌、混合。

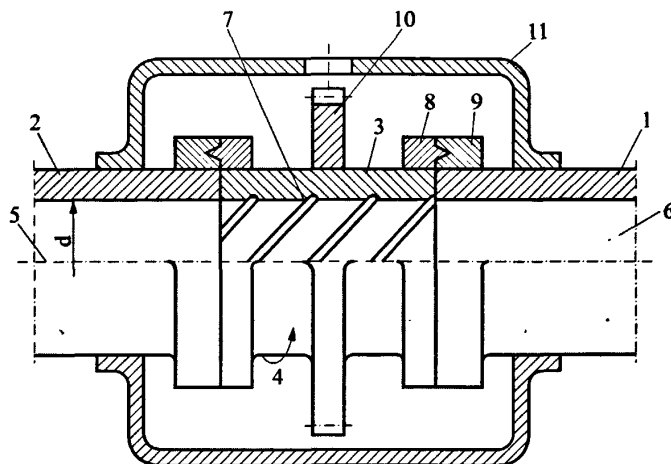


图 1-5 熔融段机筒旋转结构示意图

1- 机筒段 1; 2-机筒段 2; 3-机筒段 3; 4, 5, 6-螺杆; 7-螺棱
8, 9-法兰; 10-齿轮; 11-箱体

Fig.1-5 Sketch diagram of the extruder with rotating barrel in melt zone

1-barrel segment 1; 2-barrel segment 2; 3-barrel segment 3; 4, 5, 6-screw; 7-flight; 8, 9- flange; 10-gear; 11-box

1.4.6 Conex 挤出机

Conex 挤出机由以瑞士的 Nextrom 公司为首的四家欧洲公司联合开发, 可实现单机多层共挤, 如图 1-6 所示。该工艺采用一系列起着螺杆作用的锥形转子, 每一转子内均有一凹槽, 凹槽内流动着一层树脂, 和外部转子表面一样, 内部凹槽也有一定几何形状, 这些转子安放在锥度相同的类似机筒的凹槽或叫作定子中, 定子沿机器平面方向倾斜一角度。转子用来塑化、输送物料并使其在最低程度上受热与剪切, 以降低降解机率与剪切应力, 该设备极适合加工对热和剪切敏感的树脂, 以及像填充聚烯烃和超高分子量高密度聚乙烯这类材料。K'98 展览会上曾展示了该技术在吹膜设备上的应用。Conex 挤出机的挤出产量为 40~300kg/h, 主要取决于所使用的树脂, Nextrom 公司目前可以提供具有三个转子生产六层制品的生产线^[106,107]。

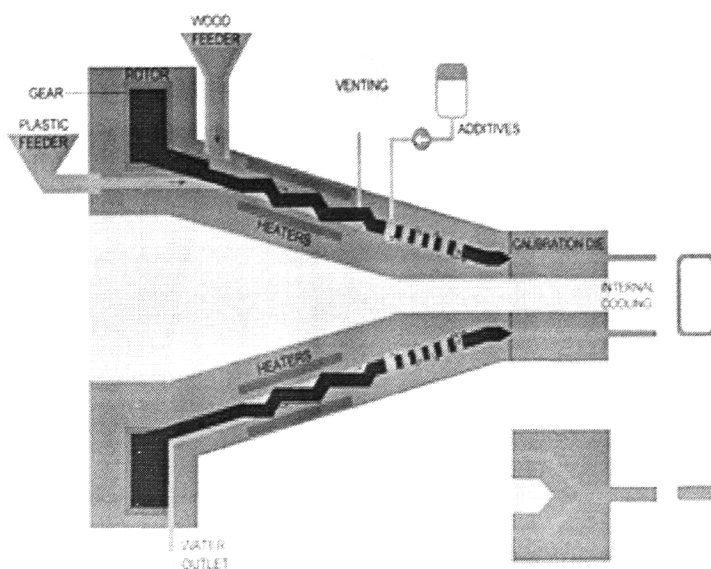
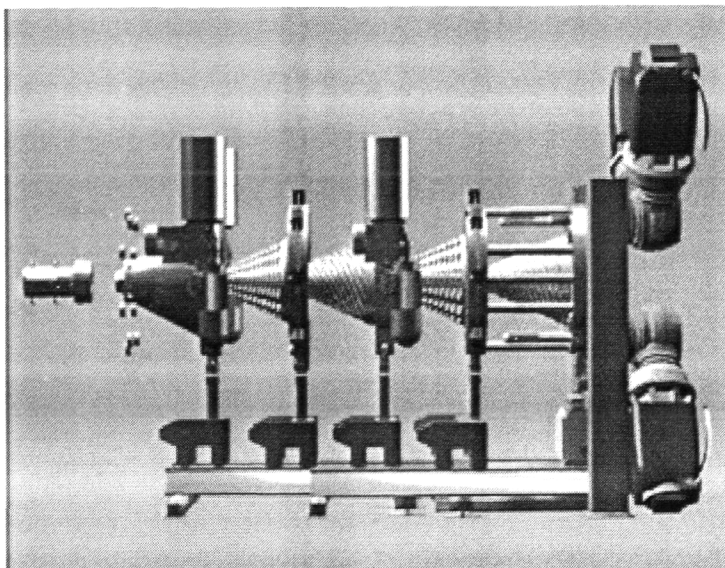


图 1-6 Conex 挤出机结构简图
Fig.1-6 Sketch diagram of Conex extruder

1.4.7 双螺槽单机双层复合共挤出

1980, Kenjiwakura et al.^[108]研制了双螺槽单机双层复合共挤新型挤出机, 其结构特点是螺杆采用双螺槽结构, 一个螺槽较浅, 另一螺槽较深, 每个螺槽对应单独的加料斗, 为防止螺槽与螺槽之间的轴向交互流动, 螺棱上套有耐高温的聚酰胺密封套, 这样一根螺杆就可加工两种不同的物料, 从而实现单机双层复合共挤出。结构简图如图 1-7 所示。

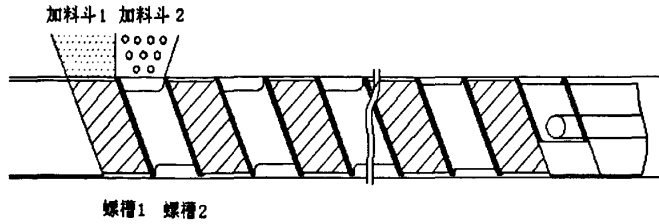


图 1-7 双螺槽螺杆挤出机示意图

Fig.1-7 Sketch diagram of the screw extruder with double flight channels

双螺槽单机双层复合共挤新型挤出机的两种物料对应同一个加工温度，所加工的物料种类有限，两螺槽的产量不易匹配，螺槽与螺槽之间也易发生物料的轴向交互流动。此外，两种熔体由螺杆头部的分离孔先分离后汇合，易发生滞留时间过长而分解的危险。

1.5 本课题的研究意义、可行性分析及研究内容

1.5.1 论文选题的意义

高速化和高效化是现代挤出机的重要发展方向之一，而传统挤出理论和挤出设备的研究仅以螺杆为研究对象，把螺杆和机筒作为整体研究的较少，这大大限制了挤出机的发展。机筒在挤出机设计中越来越重要，实践证明，在机筒上的创新更易带来挤出设备的巨大进步，比如，沟槽机筒的发明大大提高了单螺杆挤出机的输送能力和产量，销钉机筒的发明大大提高了单螺杆挤出机的混合效率。本课题将螺杆和机筒作为统一的研究对象，螺杆机筒可同时旋转，以设计开发高速高效的新型挤出机。

嵌套螺杆式新型挤出机的基本特征是采用嵌套式螺杆，外螺杆中嵌套内螺杆，外螺杆旋转，内螺杆可静止或与外螺杆作反向旋转运动，旋转的外螺杆相当于内螺杆的机筒。内螺杆和外螺杆组成内挤出系统，外螺杆和机筒组成外挤出系统。内外挤出系统可挤出相同的物料或不同的物料，从而实现单机双层复合共挤的目的，填补国内单机共挤技术的空白，并可为我国高分子材料科学和技术的进步提供新的设备平台。

本文在对嵌套螺杆式新型挤出机的工作原理、结构特点和设计难点进行研究的基础上，从喂料系统、挤压系统、传动系统和单机双层复合共挤棒材机头结构设计等角度对该设备进行结构剖析，可揭示该新型挤出机的核心技术选取要点；与此同时，本课题对嵌套螺杆式新型挤出机固体输送段理论和熔体输送段理论的研究，有利于全面地了解该设备的加工原理，可为该设备的结构优化设计以及工艺条件的科学制定提供理论依据。

传统共挤从机筒出来的熔融物料均须经过重新分配，以便达到所设计产品形状的要求。熔融物在分布过程中，由于有分隔器的缘故，会在熔融物上形成一些称之为“熔接线”的痕迹。由此而造成的不同流动区域，亦会产生不同的熔融温度和滞留时间分配，从而影响制品的外观和质量。本课题研制的新型挤出机可有效弥补传统共挤技术出现的

“熔接线”痕迹及滞留时间分配等缺点。嵌套螺杆式新型挤出机还可广泛用于多层复合膜、板、光导纤维的挤出，特别是对同心度要求较高和尺寸较小的精密复合共挤制品，具有很大的潜在应用价值。

1.5.2 可行性分析

对普通单螺杆挤出机，螺杆和机筒的相对运动使物料与螺杆和机筒之间形成的摩擦力的差值使物料向前输送。在熔体输送段，这种相对运动促成了物料与螺杆和机筒间的黏性拖曳力，从而使熔体向前输送。可见，无论是固体输送还是熔体输送，输送效果都与螺杆和机筒的相对运动密切相关。这种输送机理类似夹在扳手上的螺母中旋转的螺栓。通常，螺栓在螺母中前进，但当螺栓实际上被阻止前进时，螺母就要在扳手内滑动，同理，物料就在螺杆和机筒之间“滑动”。当螺母和螺栓同时旋转时，这种滑动将大大加快。因此，当螺杆和机筒同时旋转时，物料在螺杆和机筒之间的“滑动”也大大增强。假如螺纹旋向相反的内外螺杆作相对方向相反的旋转运动，内螺杆的相对转速为 n ，外螺杆绝对转速为 n_1 ，内螺杆绝对转速为 n_2 ，则 $n = n_1 + n_2$ ，因螺杆的输送能力和产量正比于螺杆转速，所以内螺杆的产量将大大提高。

内螺杆的熔融热源主要有三个方面，一是从外螺杆得到的外热；二是熔膜流动过程中由于速度差产生的黏性耗散热，简称内热；三是从内螺杆芯部加热棒或油温得到的外热。在这三种热源的共同作用下，可保证内螺杆物料的充分塑化、熔融。外螺杆的熔融热源主要是从机筒外热得到，再加上熔膜流动过程中的黏性耗散热，也可保证外螺杆物料的充分塑化、熔融。因此，当内外螺杆同时旋转时，在内外热源的共同作用下，内外螺杆的物料同时被输送、压缩、熔融、混合，并在同一机头内成型。

从前面的文献分析也可以看出，国外部分文献也报道了螺杆静止机筒旋转进行挤出成型的相关研究，如固相分离螺杆、Campbell 的实验研究等，均验证这种方法的可行性，但是这种研究不够深入，没有把这种理论和技术运用到复合共挤中。此外，在普通单螺杆挤出机三个典型段的理论分析时，都假设螺杆静止机筒旋转，本课题正是将此假设应用到新型挤出机的设计中，大胆创新，并对此进行理论探索。结合前人的实验研究和现有的理论基础，这种理论和技术是完全可行的。

1.5.3 本课题的主要研究内容

本课题以嵌套螺杆式新型挤出机的研制和理论研究为主线，重点完成嵌套螺杆式新型挤出机的结构设计，并对嵌套式螺杆新型挤出机固体输送段的固体输送模型和固相温度模型、熔体输送段的熔体输送模型和熔体温度模型进行探索和研究。主要研究内容有：

1) 进行嵌套螺杆式新型挤出机的结构与制造。运用系统工程设计原理，全面剖析嵌套螺杆式新型挤出机的结构特点，重点对喂料系统、挤压系统、传动系统和单机双层复合共挤棒材机头进行结构设计，包括选材、强度校核和结构优化，在系统设计和

理论分析的的指导下，研制国内首台拥有自主知识产权的嵌套螺杆式新型挤出机。

2) 对嵌套螺杆式新型挤出机固体输送段的固体输送机理进行研究。建立综合考虑螺杆离心和物料压缩性共同作用下的固体输送物理模型和数学模型，通过速度分析、加速度分析以及连续性方程和动量方程的详细求解，分析讨论内外螺杆固体输送段牵引角、压力分布、速度分布以及固体输送段长度的变化规律。

3) 对嵌套螺杆式新型挤出机固体输送段的固体温度分布进行研究。在考虑螺杆离心力和物料的压缩性后，在新型挤出机的固体输送段建立二维非等温模型，利用有限差分数值法推导和求解新型挤出机的机筒内表面、外螺杆底面和外螺杆内表面三个不同界面处的固相沿螺杆轴向和沿槽深方向的固相温度分布，并探讨机筒温度、螺杆转速、摩擦系数和压力分布等对固相温度的影响。

4) 建立嵌套螺杆式新型挤出机熔体输送段的熔体输送物理模型和数学模型。该模型把内螺杆的作用等效为内螺杆轴的拖曳作用和螺棱的正向推力置换作用，分析讨论内螺杆熔体在外螺杆内表面的正向拖曳、内螺杆螺棱的正向推力置换和内螺杆轴反向拖曳的共同作用下的体积流率、熔体速度、等速线分布以及压力流等。

5) 通过动量方程和能量方程的耦合，构建嵌套螺杆式新型挤出机熔体输送段熔体温度分布的传热模型。详细推导内外螺杆熔体温度分布的解析解，并针对幂率流体模拟一定工艺条件下内外螺杆熔体沿轴向和沿槽深方向的温度分布。

6) 利用实验样机，进行初步实验验证，考查嵌套螺杆式新型挤出机的设计效果和挤出性能，为该新型挤出机的开发应用提供具有自主知识产权的技术支撑。

1.5.4 本课题的创新之处

- 1) 首次对嵌套螺杆式新型挤出机的结构设计、成型方法及相关理论进行研究，开发了国内首台具有自主知识产权的嵌套螺杆式新型挤出机，成功实现了单机双层复合共挤，填补了国内单机复合共挤技术的空白。
- 2) 建立了嵌套螺杆式新型挤出机固体输送段的固体输送模型和二维非等温固相温度模型。固体输送模型首次考虑了螺杆离心力和物料压缩性的综合作用，利用有限差分数值方法详细推导和求解了嵌套螺杆式新型挤出机固体输送段不同界面处的固相沿螺杆轴向和槽深方向的温度分布。
- 3) 构建了嵌套螺杆式新型挤出机熔体输送段的熔体输送模型，该模型考虑了内螺杆轴的反向拖曳、内螺杆螺棱的正向推动和外螺杆内表面的正向拖曳的综合作用；通过动量方程和能量方程的耦合，建立了嵌套螺杆式新型挤出机熔体输送段的熔体温度模型，并针对幂率流体模拟了一定工艺下的内外螺杆熔体沿轴向和沿槽深方向的温度分布，理论分析和数值计算为科学制定新型挤出机的结构几何参数和挤出工艺参数提供了理论依据。

第二章 新型挤出机的结构设计

嵌套螺杆式新型挤出机的基本特征是采用嵌套式螺杆，外螺杆为中空结构，内螺杆封闭在外螺杆轴中，内、外螺杆由独立的传动装置驱动，外螺杆旋转，内螺杆可静止或与外螺杆作反向旋转运动，旋转的外螺杆相当于内螺杆的机筒，内螺杆和外螺杆内腔组成内挤出系统，外螺杆和机筒组成外挤出系统，基本结构原理图如图 2-1 所示。

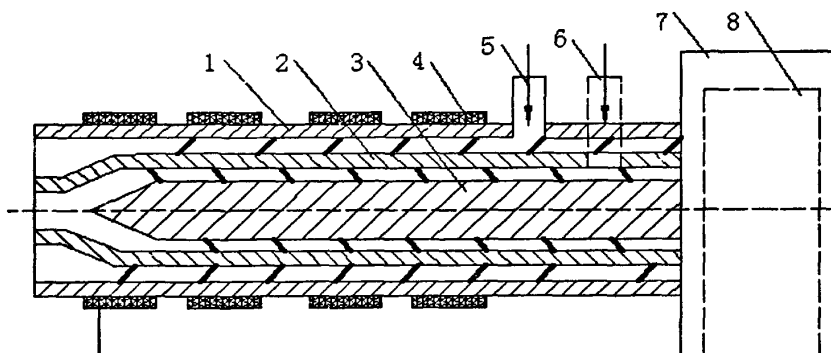


图 2-1 嵌套螺杆式新型挤出机的结构原理示意图

1-机筒；2-外螺杆；3-内螺杆；4-加热器；5-外螺杆加料斗；
6-内螺杆加料斗；7-外螺杆传动机构；8-内螺杆传动机构

Fig.2-1 Schematic diagram of the structural principle of the nested screw novel extruder

1-barrel；2-outer screw；3-inner screw；4-heater；5-hopper of outer screw；
6-hopper of inner screw；7-drive of outer screw；8-drive of inner screw

新型挤出机的机构设计涉及到内外两个挤出系统的加料、挤压、传统等，而且旋转的外螺杆构成内螺杆的屏障，这给结构设计带来了很多困难。本章分别从内外挤出系统的加料系统、挤压系统、传动系统和单机双层复合共挤棒材机头设计四个方面剖析了该新型挤出机的工作原理、结构特点和设计难点。

2.1 设计要求及设计难点

设计一台挤出机必须根据被加工物料的性能、制品的要求、工艺条件等进行。一般地说，它必须满足如下综合要求^[109,110]：(1) 具有较高的生产能力和较广的适应性能；(2) 必须具有足够的强度和刚度，结构合理、紧凑、有利于加工制造和维护且成本较低；(3) 具有较完善和先进的控制系统，使挤出机的温度、压力和流量等能严格地控制在工艺条件所规定的范围内，以获得高质量的制品。

本课题要研制的新型挤出机，由于其结构的特殊性，除了存在通用挤出机结构设计的普遍问题外，还存在自身特有的设计难点，主要有：

(1) 内螺杆的加料

内螺杆位于外螺杆芯部，外螺杆构成内螺杆的屏障，要保证在外螺杆转动或静止的条件下都能对内螺杆顺利加料是本课题结构设计的难点。通常情况下，内外螺杆挤出的物料是不同的，所以内螺杆与外螺杆要能够实现严格的独立加料而且加料不受螺杆转速的影响。

(2) 外螺杆强度

一般单螺杆挤出机的螺杆只受到螺杆外表面各力的作用，中心所开冷却孔的直径一般都较小，孔的长度也很少达到均化段末段，因此螺杆壁厚较大，强度通常都能得以保证。而本课题设计的嵌套螺杆式新型挤出机的外螺杆既要作为螺杆又要充当内螺杆的机筒，其内孔大小由内螺杆公称直径决定，且该孔为轴向通孔，因此外螺杆壁厚将大大削弱。而且由于内螺杆的作用，外螺杆受内外双重叠加扭矩，所以其强度问题也是首要考虑的机构要点。

(3) 内螺杆长径比

根据挤出机的设计经验及相关文献，螺杆的长径比存在一个合理的范围，不可过大或过小。由于内外螺杆存在公称直径差，在保证外螺杆长径比在合理的范围内，内螺杆有效长径比必然会加大，而且这种趋势会随着内外螺杆直径差异的大小而变化。如果增大内螺杆直径必然削弱外螺杆的强度。因此，在外螺杆强度及长径比得以保证的前提下尽量减小内螺杆的长径比也是本课题结构设计的难点。

(4) 内螺杆的控温

外螺杆物料的加热冷却方式可采用通用的方法或加以改进，而对嵌套于外螺杆芯部的内螺杆物料进行温控也是设计过程的难点之一。内螺杆的温控可通过内螺杆芯部的加热棒或油温机来实现，但内螺杆内部结构尺寸较小，对温控装置的布局和控制比较困难。

(5) 传动系统

本课题设计的新型挤出机的内外螺杆均要独立运动，因此需要两个传动装置，两个传动装置串联后必然会增大挤出机的轴向尺寸，其后果是增加内螺杆的长度，同时也会给内螺杆的稳定性带来影响。因此，将两个传动装置精密设计，最大程度减小传动部分的轴向尺寸也是结构设计的难点。

(6) 内螺杆的出料

内螺杆嵌套在外螺杆中，内螺杆的熔体必须穿过外螺杆才能进入机头部分，为避免内外螺杆物料的混杂，必须解决旋转密封问题。另外，内外螺杆过滤网的设计和布置也是本课题结构设计的难点。

2.2 加料系统设计

保证内螺杆在旋转或静止时均能顺利加料是整台设备设计方案首要考虑的问题。

因外螺杆是动系，内螺杆是动系或静系，外螺杆是内螺杆加料的屏障。内螺杆的加料有越过屏障加料和穿过屏障加料两种方式。此外，内螺杆加料口的位置直接影响内螺杆的长度，为减小内螺杆长径比，应尽量缩短内外螺杆加料口之间的轴向距离。为便于内螺杆温度的控制和降低内螺杆对外螺杆强度的削弱，也应最大程度实现内外螺杆加料段的重合。下面分别对这两种加料方式的优缺点进行分析对比。

2.2.1 越过屏障加料方式

越过屏障对内螺杆加料，即越过外螺杆和外螺杆的传动部件向内螺杆加料段送料，内螺杆加料口的位置要位于外螺杆减速箱之后，同时要留出加料间隙。

图 2-2 为内螺杆无套筒越过屏障的加料方式示意图。内螺杆加料口位于内外螺杆减速器之间，外螺杆按普通方式加料，内螺杆物料由图中箭头处加入。该方案内螺杆的加料不受外螺杆离心力的影响，而且内螺杆的加料是独立的。但是内螺杆加料口要越过外螺杆减速器，由于内螺杆直径较小，这必然会增大其长径比，内螺杆需要考虑失稳和弯曲的问题。此外，在该方案中内螺杆的固体输送段位于外螺杆减速器传动轴的内部，既不能实现内外螺杆固体输送段的重合，内螺杆物料的摩擦热又会严重影响外螺杆的传动。而且，当内螺杆静止时，内螺杆加料口处只有静系没有动系，不能形成机筒与螺杆之间摩擦力的差值，内螺杆输送物料的能力较差。

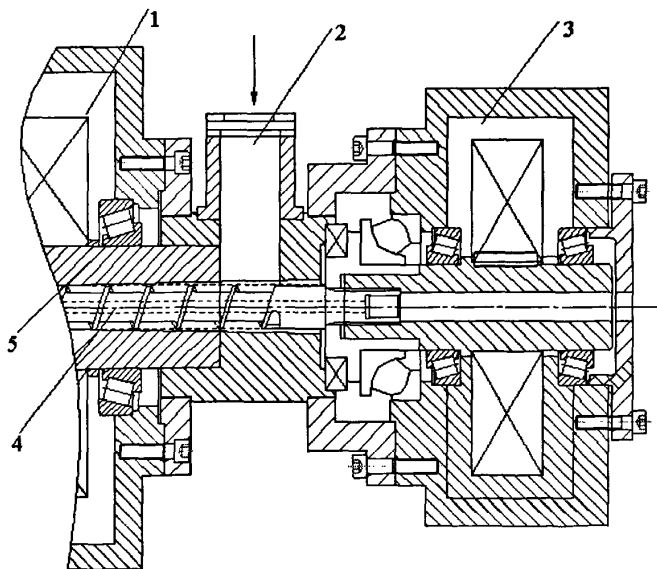


图 2-2 内螺杆无套筒越过屏障的加料方式示意图

1-外螺杆传动机构； 2-内螺杆加料口； 3-内螺杆传动机构； 4-内螺杆； 5-外螺杆传动轴

Fig.2-2 Schematic diagram of inner screw feeding without sleeve by avoiding barrier

1-drive of outer screw; 2-hopper of inner screw; 3- drive of inner screw;

4- inner screw; 5-driven shaft of outer screw

图 2-3 为内螺杆带光滑套筒越过屏障的加料方式示意图。图 2-3 中内螺杆的加料位置和图 2-2 类似，区别之一是在图 2-3 中内螺杆加料口处套有一光滑套筒，可改善图 2-2 加料方案的缺点与不足。但当内螺杆静止时，仍不能从根本上解决问题。

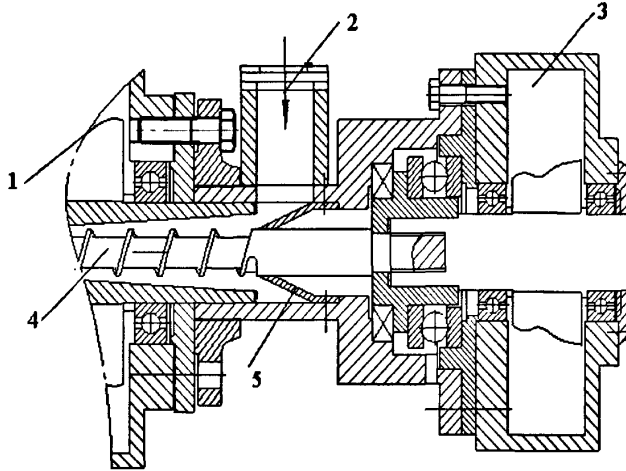


图 2-3 内螺杆带光滑套筒越过屏障的加料方式示意图

1-外螺杆传动机构；2-内螺杆加料口；3-内螺杆传动机构；4-内螺杆；5-光滑套筒

Fig.2-3 Schematic diagram of inner screw feeding with smooth sleeve by avoiding barrier

1-drive of outer screw; 2-hopper of inner screw;

3- drive of inner screw; 4- inner screw; 5- smooth sleeve

图 2-4 为内螺杆带螺旋套筒越过屏障的加料方式示意图。图 2-4 与图 2-3 的区别是前者把光滑套筒改为螺旋套筒，同时外螺杆的传动轴开有锥形进料口。内螺杆螺旋套筒第二个螺棱的起始处恰好位于进料口的中心位置，即第二个螺槽一半在加料口部分，一半在机筒部分，这样即使内螺杆静止，也有物料进入机筒和螺杆之间，在传动轴的旋转下，物料向前输送。当内螺杆旋转时，螺旋套筒随内螺杆一起旋转，螺旋套筒又可起到强制输送的作用，内螺杆的加料效果大大改善。

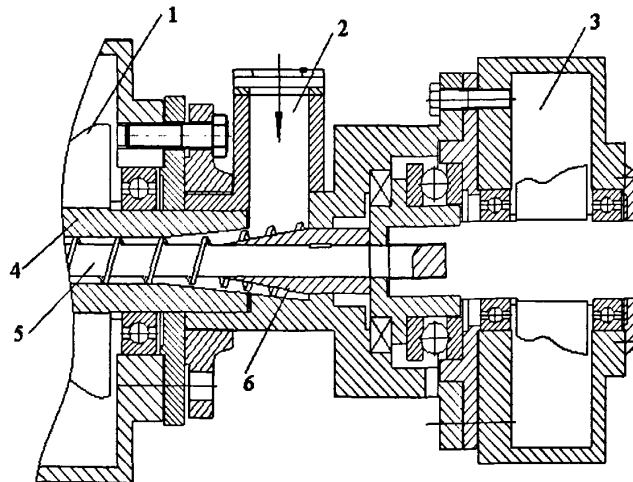


图 2-4 内螺杆带螺旋套筒越过屏障的加料方式示意图

1-外螺杆传动; 2-内螺杆加料口; 3-内螺杆传动; 4-外螺杆传动轴;5-内螺杆;6-螺旋套筒

Fig.2-4 Schematic diagram of inner screw feeding with helical sleeve by avoiding barrier

1-drive of outer screw; 2-hopper of inner screw; 3- drive of inner screw;

4- driven shaft of outer screw; 5- inner screw; 6- helical sleeve

锥形套筒有无螺棱区别很大。当锥形套筒没有螺棱时（即光滑套筒），为了加大进料面积，锥形套筒与机筒内壁的间隙不能太小，而过大的间隙又导致物料不能黏附在机筒内壁，物料和机筒内壁不能形成有效的摩擦力，物料只能转动打滑而不能向前输送。当锥形套筒开有螺棱时（即螺旋套筒），物料进入螺棱、螺杆底面和机筒内壁三者所围成的螺槽中，在填满之后，物料和机筒内壁能形成有效的摩擦力，再加上螺棱的推动作用，物料即可向前输送。

内螺杆带螺旋套筒越过屏障的加料方式的缺点是当内螺杆静止时，内螺杆的加料量有限，内螺杆的加料量受外螺杆转速的影响。若锥形套筒的转速与内螺杆的转速可分别控制，在内螺杆静止的情况下，通过单独驱动锥形套筒，也可实现内螺杆的顺利加料，如图2-5所示。由于该新型挤出机自身就存在内外螺杆两个传动系统，减速器结构已经较通用减速器复杂，若再在减速器位置设置一个单独的传动系统，将又会多出一个小型减速装置和一台电机，并要配有相应的控制系统，使本机结构更加复杂，加大了设计难度，从实验样机的角度考虑，不可取。

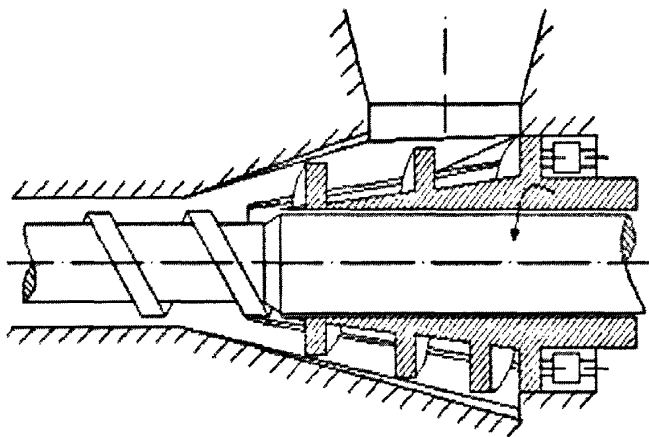


图 2-5 锥形套筒强制输送系统

Fig.2-5 Forced transportation system of taper sleeve

通过上述三种方案的分析，采用越过屏障对内螺杆加料的缺点可总结为：

- 1) 不能保证外螺杆旋转内螺杆静止情况下内螺杆的加料，而且内螺杆的加料量受外螺杆转速的影响；
- 2) 内螺杆加料口的位置只能在外螺杆减速箱体之后，不能实现内外螺杆加料段的重叠；
- 3) 在保证外螺杆长径比在合理的范围内时内螺杆的长径比过大，会给内螺杆带来失稳和弯曲问题。

2.2.2 穿过屏障加料方式

穿过屏障加料，即穿过外螺杆对内螺杆加料，方法是在和内螺杆加料口相对应的外螺杆部位打孔，在外螺杆的旋转下，内螺杆物料通过外螺杆的加料孔进入内螺杆。开孔位置在外螺杆减速箱之前，且在外螺杆加料口之后。内螺杆穿过屏障的加料方式分别为如图 2-6 和图 2-7 所示。

图 2-6 是外螺杆带压实螺旋段的穿过屏障加料方式示意图，特点是在外螺杆上有一段单独的压实螺旋段。当外螺杆旋转时，内螺杆物料先经过外螺杆的压实螺旋段向前输送，经外螺杆压缩后，由外螺杆加料孔进入内螺杆。优点是无论内螺杆静止或旋转，都能实现对内螺杆的加料，且外螺杆的压实螺旋段可对内螺杆的物料预压缩，相当于延长了内螺杆的加料段。缺点是内螺杆的加料量受外螺杆转速的影响，因外螺杆的压实螺旋段相当于外螺杆的固体输送段，且易造成内外螺杆产量不匹配。此外，外螺杆的压实螺旋段不易设计，内螺杆物料的压缩程度不易控制，压得太实、太散都不易进入内螺杆。

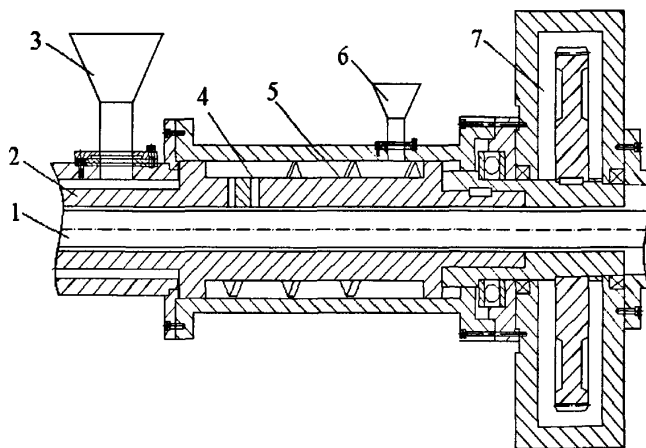


图 2-6 外螺杆带压实螺旋段的穿过屏障加料方式示意图

1-内螺杆；2-外螺杆；3-外螺杆加料斗；4-外螺杆加料孔；
5-外螺杆的压实螺旋段；6-内螺杆加料斗；7-外螺杆传动机构

Fig.2-6 Schematic diagram of inner screw with helical zone feeding by through barrier

1-inner screw;2-outer screw;3- hopper of outer screw; 4-opening hole of outer screw;
5- helical zone of outer screw;6- hopper of inner screw; 7-drive of outer screw

图 2-7 是外螺杆无单独螺旋段的穿过屏障加料方式，特点是直接在外螺杆上打孔，作用原理和图 2-6 类似。优点是内外螺杆固体输送段可基本实现重叠，有助于降低内螺杆的长径比，而且内螺杆静止或旋转时均能实现加料。但是需要合理设计外螺杆的加料孔，孔太大，会严重削弱外螺杆的强度；太小，易发生堵孔、塞孔的危险。

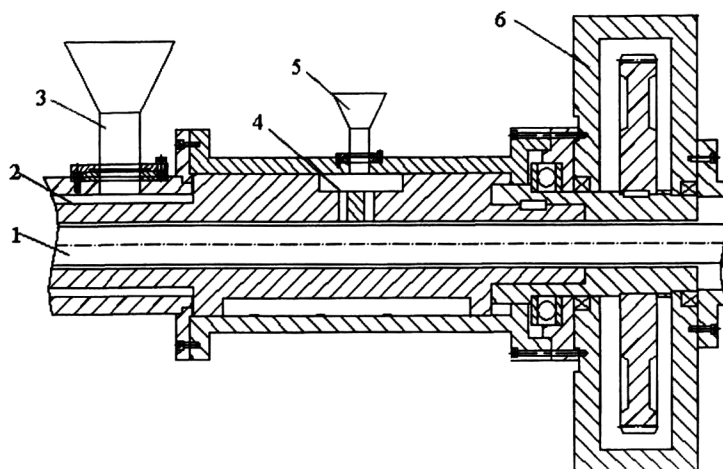


图 2-7 外螺杆无压实螺旋的穿过屏障加料方式示意图

1-内螺杆；2-外螺杆；3-外螺杆加料斗；4-外螺杆加料孔；5-内螺杆加料斗；6-外螺杆传动机构

Fig.2-7 Schematic diagram of inner screw without helix feeding by through barrier

1-inner screw;2-outer screw;3- hopper of outer screw; 4-opening hole of outer screw;

5- hopper of inner screw; 7--drive of outer screw

加料孔的形状有键槽孔、圆孔、楔形孔等。开孔方案之一如图 2-8 所示，设计要点是加料孔为放射状楔形孔，孔的方向、楔形角度和内螺杆旋转方向要一致，而且为交错双排孔，可保证在任一时间都有加料孔和内螺杆的加料斗相对应，而且内螺杆的加料是随机的，缺点是内螺杆的加料受外螺杆离心力的影响。

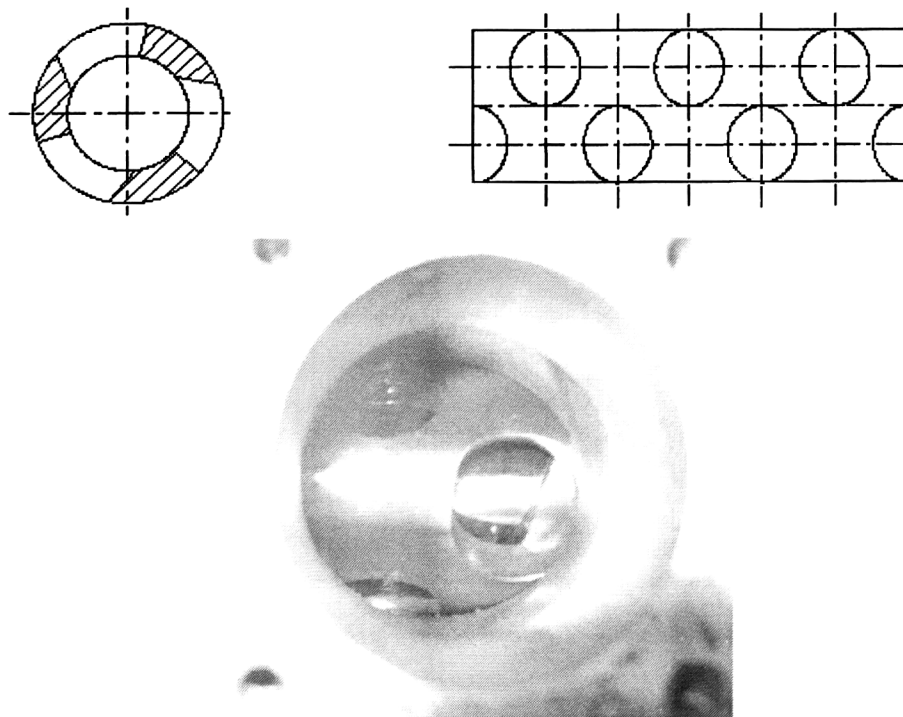


图 2-8 楔形孔加料方式

Fig.2-8 Feeding through conueal hole

在综合考虑越过屏障加料和穿过屏障加料两种方式优缺点的基础上，选择穿过屏障给内螺杆加料，对外螺杆打孔是目前较好的设计方案。

总之，内外螺杆加料口的设计要综合考虑以下几点：

- (1) 为降低内螺杆的长径比，内螺杆的加料口应尽量前置；
- (2) 尽量使内外螺杆加料段重叠；
- (3) 要保证内螺杆静止或旋转时均能顺利加料；
- (4) 要保证内螺杆的加料是随机的，即内螺杆加料量不受外螺杆转速的影响。

2.3 螺杆结构设计

螺杆是挤出机的关键部件，它对塑料的塑化和输送具有主要作用。螺杆的主要设计参数有：螺杆直径、长径比、螺纹深度、螺距、螺纹升角、螺纹头数和压缩比。其次，还有螺纹棱面宽度、前导角、后导角、螺杆与机筒间隙等。嵌套螺杆式新型挤出机内外螺杆的基本结构参数如表2-1所示。

表2-1 内外螺杆基本结构参数
Table 2-1 Basic structure parameters of outer screw and inner screw

项目	直径 D/mm	螺纹角 /°	螺距 S/mm	H_1 /mm	H_3 /mm	长径比 L/D	长度 L/mm	功率 /kW	固体 输送段	压缩 段	熔体 输送段
外螺杆	50	11.52	32	5	2.25	18	900	11	8S	12S	8S
内螺杆	32	17.4	32	4.5	2	30	900	5.5	8D	12D	10D

2.3.1 螺杆强度计算

嵌套螺杆式新型挤出机外螺杆的扭矩由两部分组成，一部分是外螺杆自身旋转输送物料所必须的扭矩，另一部分是作为机筒承受内螺杆带来的扭矩。因外螺杆是空心的，内孔直径较大，外螺杆的抗扭截面模量较小，剪切应力较大。因此必须对外螺杆进行强度校核。

外螺杆的受力状态如图 2-9 所示。在螺杆的全长上主要受物料的压力 P （包括外螺杆物料压力和内螺杆物料压力），克服物料阻力所需的扭矩 M_{t1} 和作为机筒承受内螺杆带来的扭矩 M_{t2} 。外螺杆为浮动式螺杆，挤出机工作时物料使外螺杆在机筒内自动定心，克服了螺杆自重引起的弯矩，因此浮动式外螺杆的弯矩可以忽略不计。沿外螺杆径向所受的压强大小相等、方向相反而相互抵消，故计算时只需考虑轴向压力对外螺杆的作用。

图 2-9 中，截面 1 为外螺杆加料段，因加料段槽深最大，螺杆根径最小，而且此段物料状态为固体，固体输送扭矩最大。因此，这一位置是外螺杆的危险截面之一。图 2-9 中截面 2 为外螺杆上对应内螺杆的开孔位置，这一位置也承受较大的轴向压力和扭矩，而且由于孔的存在，使这一段螺杆的受力截面面积大大削弱，直接影响此截

面的抗扭模量。此外，开孔使得这一位置出现一定的应力集中，局部应力显著提高，所以截面 2 也是应校核的危险截面。

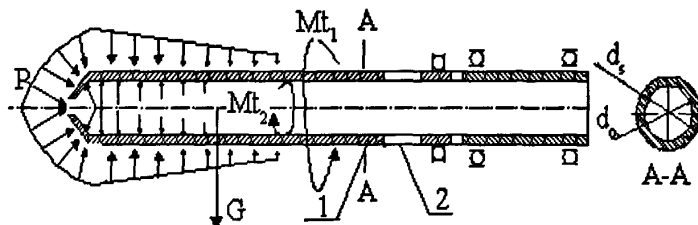


图2-9 外螺杆的受力示意图

1-加料段截面；2-开孔截面

Fig.2-9 Schematic diagram of load on outer screw

1-cross section of feeding zone; 2- opening hole section

螺杆的强度计算，可归结为压、扭、弯复合作用下的强度计算，须计算螺杆危险截面的扭压合成应力，校核条件是合成应力小于螺杆材料的许用应力，并具有合理的安全系数。因外螺杆的外径与内径之比 $D_s/d_o > 1.1$ ，所以外螺杆相当于一个内压厚壁容器，可用厚壁圆筒理论进行计算^[111,112]。外螺杆筒壁上每一点都处于三向应力状态，如图2-10所示^[113,114]，即径向应力 σ_r 、周向应力 σ_θ 和轴向应力 σ_z 。当计算出上述三个主应力后，可根据不同材料选用不同的强度理论对外螺杆进行强度校核。对于该新型挤出机，因外螺杆受力中扭转剪切应力是主要应力，外螺杆强度校核采用第三强度理论较适宜。

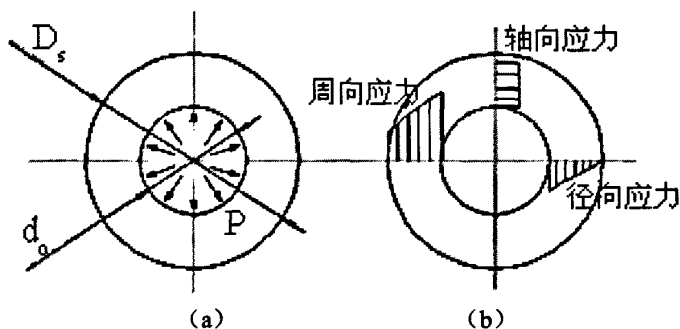


图2-10 外螺杆受内螺杆物料作用的受力分析与内应力分布

(a) 受力分析；(b) 内应力分布

Fig.2-10 Schematic diagram of force analysis and stress distributing of the force acted by inner screw on outer screw

(a) force analysis ; (b) stress analysis

2.3.1.1 危险截面应力分析

内外螺杆加料段截面处的应力计算结果如表 2-2 所示。从表 2-2 可以看出，若螺杆材料采用 38CrMoAlA，内外螺杆加料段截面的强度均达到了设计要求，安全系数

为 2.9。38CrMoAlA 的材料属性见表 2-3。

表 2-2 内外螺杆加料段截面的强度计算

Table.2-2 Strength calculation of the feeding section of inner screw and outer screw

	加料端抗扭 截面模量 m^3	许用 剪力 MPa	许用 扭矩 N·m	机头最 高压 MPa	轴向 推力 kN	计算 扭矩 N·m	计算 转速 r/min	计算 功率 kW	安全 系数
外螺杆	7.419×10^{-6}	285	3598.2	49	102.75	1676.18	60	10.53	2.15
内螺杆	2.389×10^{-6}	285	1819.2	49	28.86	491.68	100	5.15	3.7

表 2-3 38CrMoAlA 的材料属性

Table.2-3 Properties of 38CrMoAlA

材料	热 处 理	毛坯直径 /mm	硬 度 /HBS	抗 拉 强 度 极 限 σ_B /MPa	屈 服 强 度 极 限 σ_s /MPa	弯 曲 疲 劳 极 限 σ_{-1} /MPa	剪 切 疲 劳 极 限 τ_1 /MPa	许用 弯 曲 应 力 $[\sigma_{-1}]$ /MPa	备注
38CrMoAl	调 质	≤ 60	293~321	930	785	440	285	75	用于要求 高耐磨性、 高强度且 热处理氮 化变形很 小的轴
		>60~100	277~302	835	685	410	270		
		>100~160	241~277	785	590	375	220		

外螺杆开孔处危险截面的强度校核如表 2-4 所示。从表 2-4 可以看出，若选用 38CrMoAlA，此危险截面处的安全系数只有 1.53。实践证明，安全系数在 2~3 是安全的^[110]，外螺杆材料若选用 38CrMoAlA 是不安全的。因此，外螺杆须采用抗拉强度和剪切应力较大的高合金模具钢。

表 2-4 外螺杆开孔截面的强度计算

Table.2-4 Strength calculation of the opening hole section of outer screw

内圆 面积 mm^2	外圆 面积 mm^2	开孔 面积 mm^2	总截面 抗扭模量 m^3	开孔截面 抗扭模量 m^3	传递 扭矩 N·m	剪切 应力 MPa	许用 剪力 MPa	安全 系数
804.248	1963.4954	510.933	20.425×10^{-6}	9.01×10^{-6}	1676.18	186.24	285	1.53

2.3.1.2 外螺杆开孔截面处的应力集中分析

外螺杆开孔位置由于加工两排圆孔且交错排列，使该处截面尺寸发生突变，在孔附近区域应力将急剧增加。通常对应力集中的计算，是通过一个规定系数与非应力集中处应力相乘得到的，该系数为应力集中系数，它根据各种孔、槽、轴肩等不同形状

而不同。但是，该系数只是一个经验参考值，只对应于规则的截面变化，对于复杂的截面变化没有可靠的系数可查。因此，本课题选用 ANSYS 有限元软件对开孔处的应力进行有限元分析。

取外螺杆开孔的一段建立几何模型。该段形状尺寸及开孔形式如图2-8所示。为使计算精确，本课题完全按照该段实体建立三维几何模型，使用ANSYS单于库中的 solid45 单元进行网格划分，并将网格全部加密。杨氏模量 $E=2.06 \times 10^{11}$ Pa，泊松比 $\mu = 0.3$ ，螺杆的内外表面均施加为机头压力的最大值 $P_{\max} = 49$ MPa，在未施加载荷的端面施加位移约束，使该端面上元素位移载荷为零。分析计算得到外螺杆开孔段的应力分布及变形分别如图2-11和图2-12所示。

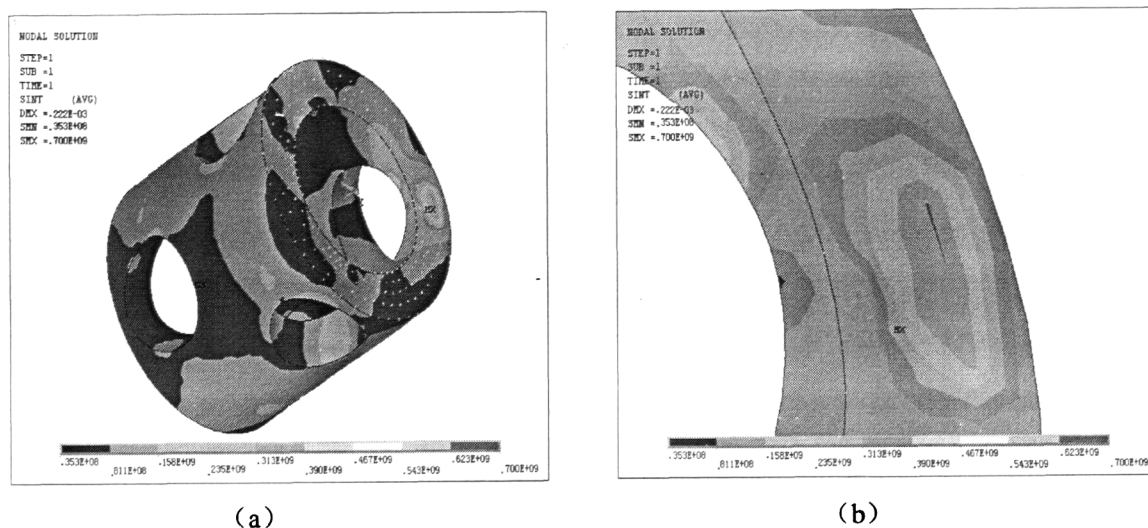


图2-11 外螺杆开孔段应力分布图

(a) 应力分布 ; (b) 最大应力位置

Fig.2-11 Stress strength distribution of the opening hole section of outer screw

(a) stress distribution ; (b) location of the max stress

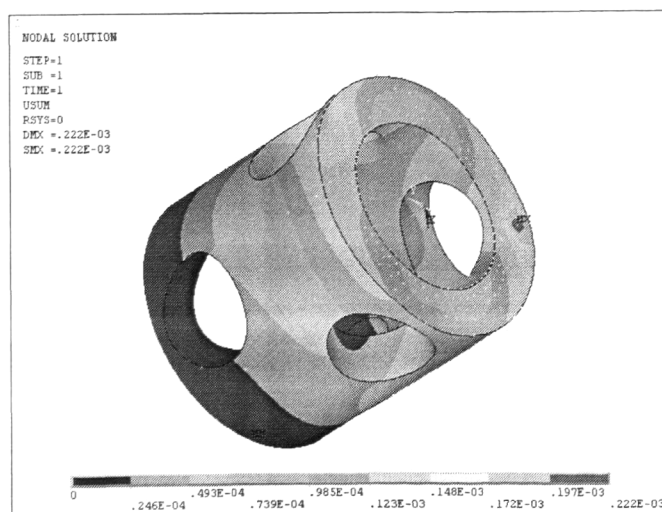


图2-12 外螺杆开孔段变形分布

Fig.2-12 Distortion distribution of the opening hole section of outer screw

ANSYS应力分析结果显示, 外螺杆开孔段的最大应力值为700MPa, 这一应力值是很大的, 为保证外螺杆的强度, 对外螺杆的材料提出了较高要求。从图2-12的应力分析结果也可以看出, 该段的变形较小, 最大值也在1mm以下, 可近似忽略。

此外, 在外螺杆加工时要保证孔的圆滑过渡, 不可出现豁口及不平整的表面, 以免导致更大的应力集中。

2.3.1.3 螺杆材料选择

目前, 国内螺杆常用材料为 38CrMoAl 氮化钢, 材质特性是强度高、耐磨、热变形小、耐腐蚀。除 38CrMoAl 外, 还有其它材料, 如 45# 钢、40Cr, 及一些高速模具工具钢 3Cr2W8V 等, 其性能对比如表 2-5 所示。国外螺杆和机筒的材质也广泛采用氮化钢制造, 如德国的螺杆采用 8550 (34CrAlNi7) 和 8519 (31CrMoV9), 其极限强度为 880MPa, 加工后进行氮化, 表面硬度可达 HV1000~1100, 且进一步提高了耐磨性能, 还有采用 7707 (30CrMoV9)、4122 (X35CrMo17) 和 4057 (X32CrNi7) 等。美国的螺杆大多数采用 SAE4140(42CrMo4)钢和火焰硬化钢。日本的中小型螺杆采用 SCM2~4, 大型螺杆采用 S45 火焰表面淬火。

表 2-5 各种螺杆材料性能对比

Tab.2-5 Comparisons of the properties of several metal materials

序号	钢号	抗拉强度 σ_b /MPa	屈服点 σ_s /MPa	备注
1	45#	600	353	耐 HCl 腐蚀性不好, 热处理工艺简单
2	40Cr	750	784.5	耐 HCl 腐蚀性较好, 热处理工艺较复杂
3	38CrMoAlA	980	835	淬火温度 940℃, 回火温度 640℃
4	3Cr2W8V	1640	1450	淬火温度 1080℃, 回火温度 620℃

由外螺杆危险截面应力分析和 ANSYS 有限元分析知, 外螺杆采用 38CrMoAl 或普通钢材已不能满足其强度要求, 结合国内钢材的使用情况, 本课题采用高速模具工具钢 3Cr2W8V 作为外螺杆的材质。

3Cr2W8V 模具钢含有较多的易形成碳化物的铬、钨元素, 在高温下具有较高的强度和硬度, 在 650℃ 时硬度达 HV300。从表 2-5 可以看出, 3Cr2W8V 这种钢材的抗拉强度和屈服点约是 38CrMoAlA 的 1.7 倍, 已达到外螺杆的强度设计要求。按 3Cr2W8V 的材料属性计算, 外螺杆开孔危险截面的安全系数为 2.1。

2.3.2 减小内螺杆长径比的措施

为保证挤出机的加工性能, 螺杆的加料段、压缩段和计量段都有加长的趋势, 这

势必引起螺杆长径比的增加。长径比增大后，塑料在机筒中塑化得更均匀，从而提高了产品的质量。另一方面，长径比增加后，在塑化质量要求不变的前提下，螺杆的转速便可提高，从而提高了生产率。目前，世界上单螺杆挤出机最大长径比已达 56，但大多都在 25~35 范围内。螺杆长径比的增大趋势见表 2-6^[112]。

表 2-6 螺杆长径比的增大趋势

Table 2-6 Increasing trend of the screw length diameter ratio

年份	1930~1940	1940~1950	1950~1960	1960~1980	1980~2000
L/D	8~15	15~20	18~25	20~35	25~50

但是，长径比增大后，螺杆、机筒的加工及与机器的装配都比较困难，成本也相应提高。而且，长径比增大后，螺杆弯曲的可能性也增加，容易发生螺杆与机筒的刮磨。因此，在不需大长径比时，不应盲目地增大长径比。应当力求在较小长径比的条件下获得高质量和高产量的制品。

对嵌套螺杆式新型挤出机，从结构上讲，内螺杆直径必须小于外螺杆，内螺杆的长径比大于外螺杆是不可避免的，只要内螺杆的长径比在合理、允许的范围内即可。

为尽量减小内螺杆的长径比，有以下几种办法：

- (1) 考虑一种更新的能使内螺杆与外螺杆完全重叠的结构设计。但是，这首先要解决内螺杆加料口位置及加料方案的问题；
- (2) 采用高强度结构钢，最大程度降低外螺杆的壁厚；
- (3) 在内螺杆头部留出适当的空间，减小外螺杆长度；
- (4) 减小外螺杆的螺距。这是一个非常有效的办法，减小外螺杆的螺距，带来的积极效果是：
 - a、减小了外螺杆的长度，相应减小了内螺杆的长度及长径比；
 - b、减小了外螺杆的传动扭矩，这对于外螺杆的强度校核具有非常积极的作用；
 - c、减小了外螺杆的流率，有利于平衡内外螺杆的产量。

2.3.3 优先数和优先数系的确定

优先数和优先数系是一种科学的数值制度，它是一种无量纲的分级数系，适用于各种量值的分级。GB321-80 中规定以十进制等比数列为优先数系，并规定了五个系列，它们分别用系列符号 R5、R10、R20、R40 和 R80 表示，其中前四个系列作为基本系列，R80 为补充系列，仅用于分级很细的特殊场合。优先数系的优点是：经济合理的数值分级制度；统一、简化的基础；具有广泛的适应性；简单、易记、计算方便。

按照 R20 数系计算的嵌套螺杆式新型挤出机的优先系列如表 2-7 所示。

表 2-7 嵌套螺杆式新型挤出机 R20 优化系列

Table 2-7 Optimization series of the nested screw novel screw extruder by R20

内螺杆直径/mm	20	22	25	28	32	36	40	45
外螺杆直径/mm	32	36	40	45	50	56	63	70
外螺杆加料段槽深/mm	3.2	3.6	4.0	4.5	5.0	5.6	6.3	7.0

从表 2-7 可以看出, 参照 R20 数系选取的嵌套螺杆式新型挤出机的内外螺杆组合和前文螺杆强度计算的结果吻合。对嵌套螺杆式新型挤出机, 螺杆直径越小, 越适宜挤出精密复合共挤制品, 其价值越高, 优越性越突出, 但螺杆直径越小, 加工和装备难度也增大。综合考虑, 实验样机所选用的内外螺杆组合为 32/50。

2.4 传动机构设计

传动方式的选择对螺杆旋转的平稳性、挤出过程的稳定性都有重要影响。嵌套螺杆式新型挤出机的外螺杆承受很大的扭矩, 而且轴承间距有限。此外, 挤出过程中螺杆末端产生很大的轴向力, 该轴向力需要止推轴承来承受。这些都为传动机构的设计增加了难度。

2.4.1 传动机构的类别

单螺杆挤出机常用的传动机构有: 蜗轮蜗杆传动、摆线针轮减速传动、圆柱齿轮传动和直接电机驱动等。

(1) 蜗轮蜗杆传动

优点: 传动比大, 工作平稳无噪音, 结构紧凑, 可实现自锁, 体积小, 加工制造比较容易, 而且维修拆卸也比较方便。缺点: 效率低, 需要贵重的减摩性有色金属, 同时需要有较好的散热条件。

(2) 摆线针轮减速

摆线针轮减速器是一种采用摆线针齿啮合行星传动原理制造设计的减速机, 行星轮齿廓不是通常的渐开线曲线, 而是采用变态外摆线的等距曲线, 中心轮齿廓采用圆柱形针齿, 啮合齿数多, 设计先进, 具有承载能力大、传动效率高、使用寿命长、结构新颖紧凑、运转平稳、维修方便等显著优点。

(3) 圆柱齿轮传动

齿轮工作传动是由一组齿轮的齿与齿的啮合转动来传递扭矩力。它传动的功率和运转速度范围比较大, 而且有固定的传动比, 工作效率高, 使用寿命长, 结构也比较简单。缺点是: 工作转动噪音比较大, 不能用于两轴距离较远的传动, 齿轮的制造加工工艺比较复杂, 制造费用比较高。

(4) 直接电机驱动

近年国外出现了直接电机驱动的无减速装置的超高速挤出机, 螺杆直接与电动机连接。这种设计大大简化了传动系统的结构, 因免去了减速机构, 使螺杆的噪音及震动都大大减少。如德国Badoeynhausen公司推出的高速单螺杆挤出机, 螺杆最高转速可达800~1000r/min; 德国小型机械制造商Esde Maschinenteknik推出的双层流延膜生产线, 两台挤出机均配备了oswald生产的TP同步电机, ESE1-25-18型号的螺杆直径为25mm, 螺杆转速1150r/min, 传递的扭矩为500N·m。

本课题所设计的新型挤出机受螺杆长径比的限制, 要求减速箱体结构紧凑, 轴向尺寸小, 可供选择的有摆线针轮减速箱和蜗轮蜗杆传动减速箱。又因新型挤出机采用了嵌套式螺杆结构, 要求内外螺杆均能实现自锁功能, 即当外螺杆旋转时, 要保证内螺杆不随外螺杆旋转, 反之亦然。而能实现自锁功能的传动机构只有蜗轮蜗杆传动。。此外, 考虑到内外螺杆变速、产量匹配等因素, 内外螺杆均采用独立的蜗轮蜗杆传动机构。嵌套螺杆式新型挤出机内外螺杆的蜗杆传动副参数如表2-8所示。

表 2-8 嵌套螺杆式新型挤出机的蜗杆传动副参数
Table 2-8 Parameters of the worm drive of the nested screw novel extruder

序号	项目名称	代号	外螺杆蜗杆副 (ZA 型)	内螺杆蜗杆副 (ZA 型)
1	中心距	a	200	160
2	蜗杆头数	z1	4	4
3	蜗轮齿数	z2	41	31
4	齿形角	α_x	20°	20°
5	法向齿形角	α_n	18.672°	18.672°
6	模数	m	8	8
7	蜗轮变位系数	x2	-0.5	-0.5
8	蜗杆轴向齿距	px	25.133	25.133
9	蜗杆分度圆直径	d1	80	80
10	蜗杆直径系数	q	10	10
11	齿顶高系数	ha*	1	1
12	蜗杆齿顶圆直径	da1	96	96
13	顶隙系数	C*	0.2	0.2
14	顶隙	C	1.6	1.6
15	蜗杆齿根圆直径	df1	60.8	60.8
16	蜗杆齿顶高	ha1	8	8
17	蜗杆齿根高	hf1	9.6	9.6
18	蜗杆齿高	h1	17.6	17.6
19	渐开线蜗杆基圆导程角	rb	28.4049°	28.4049°
20	蜗杆基圆导程角	r	14.08°	14.08°
21	渐开线蜗杆基圆直径	db1	59.171	46.597
22	蜗杆齿宽	b1	110(≥ 105.52)	100(≥ 98.32)
23	蜗轮分度圆直径	d2	328	248

续 表 2-8

24	蜗轮齿顶高	ha2	4	4
25	蜗轮后圆直径	da2	336	256
26	蜗轮齿根高	hf2	13.6	13.6
27	蜗轮齿根圆直径	df2	300.8	220.8
28	蜗轮齿高	h2	17.6	17.6
29	蜗轮顶圆直径(最大外圆)	de2	344	264
30	蜗轮齿宽	b2	≤64.32	≤64.32
31	蜗轮齿顶圆弧半径	Ra2	32	32
32	蜗轮齿根圆弧半径	Rf2	49.6	49.6

* 表中未标注单位均为 mm

2.4.2 传动机构的设计要点

传动机构的设计应考虑的因素是^[115]:

(1) 尽可能减少传动链。多路驱动形式多样, 传动链的数目也不尽一致, 传动链增多, 意味着传动机构增多, 整个传动系统外形几何尺寸增大, 带来的其它问题也随之增加;

(2) 尽可能减少传动箱箱体的分箱面。在进行整体方案设计时, 让尽可能多的轴系摆在一个平面上, 同时要注意箱体水平面两个方向的几何尺寸不能太大。对整个轴系进行两个方向的布置和轴系传动的调整, 要特别注意整个平面的齿轮布置、齿轮副的相互交错、轴承位置选择及轴系结构、箱体内部结构的设计等;

(3) 便于止推轴承的布置。螺杆轴承布置形式的设计, 主要应使受力合理, 尽量缩小数值较大的轴向力的影响范围, 最好能使该轴向力在为数不多的几个零件范围内组成力的封闭系统, 使减速箱体不受或少受到该轴向力的作用。其次, 还应考虑到安装、维修及润滑等条件。

综合考虑上述设计要点, 嵌套螺杆式新型挤出机的传动装置简图如图2-13所示。其中, 外螺杆传动机构设计采用止推轴承位于两个径向轴承前面的设计方案。从图2-13可以看出, 物料传给外螺杆的轴向力先通过键套传给止推轴承, 止推轴承再将力传给轴承座; 另一方面, 外螺杆物料作用在机头上一个推力, 这个推力和轴向力是作用力和反作用力, 推力向左拉机筒, 并通过料斗座作用在止推轴承上, 从而形成了一个封闭力系, 使减速箱不受该轴向力的影响。此外, 由于止推轴承在箱体外, 安装维修比较方便。

内螺杆传动机构设计采用止推轴承位于两个径向轴承后面的设计方案。从图2-13可以看出, 内螺杆的轴向力作用整个箱体, 但内螺杆直径较小, 作用力较小, 影响亦较小。由于内螺杆的止推轴承在整个箱体之后, 安装维修比较方便, 测量轴向力也比较方便。

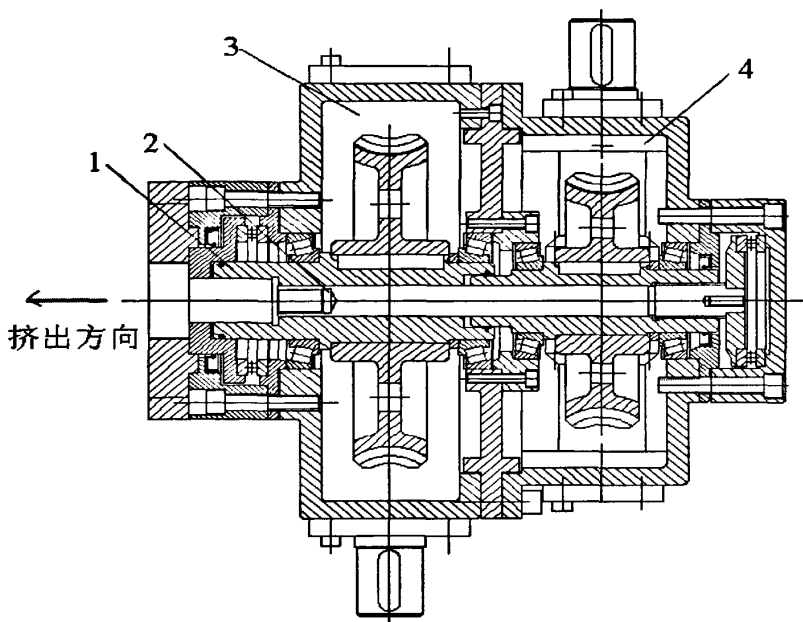


图 2-13 嵌套螺杆式新型挤出机的传动机构结构简图

1-外螺杆连接轴；2-内螺杆连接轴；3-外螺杆蜗轮传动机构；4-内螺杆蜗轮传动机构

Fig.2-13 Schematic diagram of the drive unit of the nested screw novel extruder

1-connecting shaft of outer screw ; 2- connecting shaft of inner screw;

3- worm drive of outer screw; 4- worm drive of inner screw

2.5 单机双层复合共挤棒材机头设计

目前使用共挤方法成型的制品多为具有特殊用途或要求的板材、管材、棒材等。作为前期开发，本课题拟设计配套的单机双层复合共挤棒材机头。棒材机头为环形流道，体积较小，结构相对简单且易拆装，作为实验研究用比较合适。嵌套螺杆式新型挤出机主机的特殊性也决定了机头结构的特殊性，其结构设计难点主要有内外螺杆分流板的设计与布置、内螺杆的动密封和机头体与主机的连接等。

2.5.1 棒材机头设计

单机双层复合共挤棒材机头结构如图 2-14 所示。结构特点是内外层物料在经过内外分流板分流后，先各自经过平直段轴向流动，其后均经过一个锥形流道实现压缩，而后在各自流道出口处实现汇合，再继续以双层状态轴向运动。由于是复合共挤机头，设计要求要保证在出口位置处内外层物料的流动速度相等，即两层物料之间不会产生轴向滑移和分离。对实验研究用机头，机头结构应该尽量紧凑合理，装拆方便。

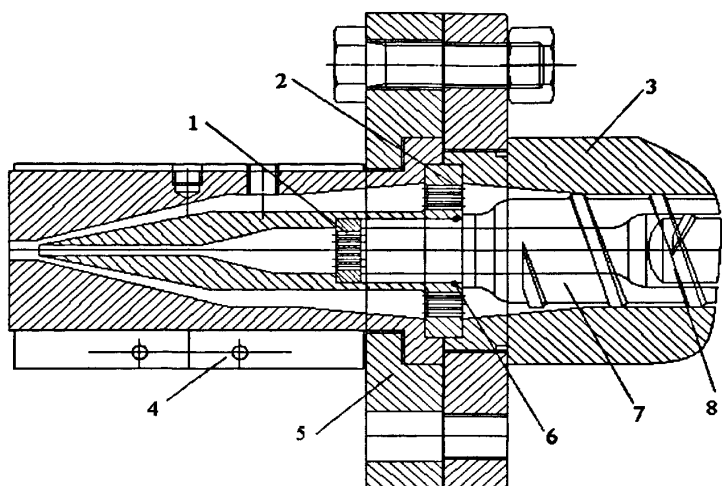


图 2-14 单机双层复合共挤棒材机头结构简图

1-内螺杆分流板；2-外螺杆分流板；3-机筒；4-机头加热器；5-机头法兰；
6-O形密封圈；7-外螺杆；8-内螺杆。

Fig.2-14 Schematic diagram of bar die for two-layer co-extrusion using one single extruder
1-splitter plate of inner screw; 2- splitter plate of outer screw; 3-barrel; 4-heater; 5- flange;
6- O-ring; 7- outer screw; 8- inner screw

为获取无缩孔、无气泡的良好棒材，必须合理地设计流道，使物料具有足够的压力以满足成型的需要。棒材的定型区一般取棒材直径的4~16倍，太短不易定型，太长背压太大。流道应具有阻流阀的作用，以增加机头流道内的压力，平直部分的长度一般为直径的16倍左右，直径小时取大值，反之取小值。进口处的扩张角一般为 $30^{\circ}\sim 60^{\circ}$ ，收缩部分的长度约为50~100mm。此外，棒材机头的流道出口处常设计为喇叭形，便于棒材中心熔融区快速补料，扩张角一般为 $40^{\circ}\sim 45^{\circ}$ 左右。

2.5.2 分流板设计

分流板的设计要求有：1) 与机筒装配的对中性好；2) 内外螺杆的物料通过分流板后流速一致；3) 与螺杆头部形状吻合。

目前挤出机分流板的设计多采用平板状分流板，结构简单、制造方便。为使物料通过分流板后的流速一致，使孔眼的分布为中间疏、旁边密。中间的孔眼疏且直径大，以使中间的阻力不致太大，避免物料停留时间过长而热分解。孔眼的直径一般为2~7mm左右，孔眼的总面积通常为分流板总面积的30~70%。此外，多孔板的厚度也由挤出机的尺寸及其承受压力的大小而定，一般为机筒直径的 $1/3\sim 1/5$ 左右。孔的布置方式采用同心圆布置。此外，分流板至螺杆头部的距离不宜太大，否则易存积物料，热敏性的物料易分解；若距离过小，不利于螺旋形运动的熔料均匀地通过分流板。本课题使螺杆头部至分流板之间的容积稍小于或等于均化段一个螺槽的容积，其距离约

为 $0.1D$ 。^[110]

图 2-15 为外螺杆分流板设计简图，其结构特点是分流板和机头流道体合为一体。其优点是结构紧凑，避免外螺杆分流板的动密封，同时也有利于内螺杆分流板的布置和安装。

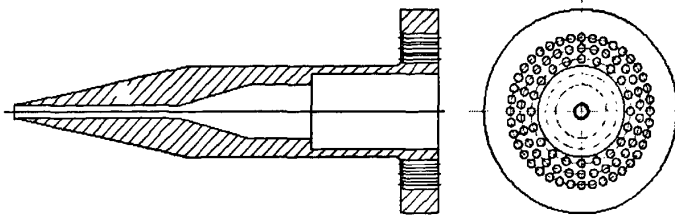


图 2-15 外螺杆分流板设计简图

Fig.2-15 Schematic diagram of the shunting plate of outer screw

2.5.3 机头动密封

对嵌套螺杆式新型挤出机的机头设计，要保证内外螺杆的熔体在通过分流板时，不会混杂，且能顺利的通过各自的分流装置，进入各自的机头流道。本文通过外螺杆特殊形状分流板的设计，解决了物料通过外螺杆分流板的密封问题，如图 2-15。对分流板前部的密封，主要是在内螺杆部位，考虑到内螺杆旋转的情况，须采用动密封装置，但是空间有限，不能过多占用分流板的空间，本文采用 O 形密封圈，如图 2-14 所示。因 O 形密封圈因其密封性好、结构紧凑、寿命长、动摩擦阻力小以及制造简单、拆装方便、成本低等优点，在密封中采用的最为普遍。^[116]

2.6 本章小结

1) 利用系统工程设计原理，从加料系统、挤压系统、传动系统和单机双层复合共挤棒材机头设计四个方面，全面剖析了嵌套螺杆式新型挤出机的工作原理、结构特点和设计难点。

2) 分析探讨了嵌套螺杆式新型挤出机的加料系统，确定内螺杆采用穿过屏障加料方式。加料系统设计的关键是要保证内螺杆静止或旋转时都能顺利加料并尽量降低内螺杆的长径比，同时要保证内螺杆的喂料具有随机性。内螺杆的加料口也要尽量前置，最大程度使内外螺杆固体输送段的重叠。

3) 对嵌套螺杆式新型挤出机的挤压系统进行了分析和结构设计。重点对外螺杆危险截面进行了应力分析和强度校核，并采用 ANSYS 有限元分析软件对外螺杆开孔截面的应力集中进行了分析。在理论分析和计算的基础上，确定外螺杆材质选用 3Cr2W8V，内螺杆材质选用 38CrMoAlA。

4) 对嵌套螺杆式新型挤出机的传动系统进行了分析和结构设计, 确定内外螺杆采用独立的蜗轮蜗杆传动装置, 这种传动装置可有效减小减速箱的轴向尺寸, 并实现内外螺杆的自锁。

5) 对嵌套螺杆式新型挤出机配套的单机双层复合共挤棒材机头进行了分析和结构设计, 并通过特殊分流板的结构设计, 解决了外螺杆分流板的轴向密封问题。

第三章 新型挤出机的固体输送模型

单螺杆挤出机固体输送段的主要作用是进料、压实和输送物料，同时对物料进行预热、升温并为熔融段作准备。其工作效率直接影响挤出机的生产能力、挤出过程的稳定性和熔融的效率等问题。研究嵌套螺杆式新型挤出机固体输送的目的是通过对固体输送段螺槽中固相的运动和受力分析，了解螺杆机筒同时旋转时螺槽中固体输送的规律与本质，求解螺杆机筒同时旋转条件下的固体输送流率，分析讨论压力的起源、发展和分布，固相速度、牵引角的变化等，为正确设计嵌套螺杆式新型挤出机的固体输送段和机筒加料段的结构尺寸提供理论依据，并依此正确制定挤出操作的工艺参数。研究新型挤出机的固体输送理论对于提高固体输送效率、提高生产能力和降低能量消耗也有重要意义。

本章重点以嵌套螺杆式新型挤出机的内螺杆和外螺杆内腔组成的内挤出系统为研究对象，深入分析内外螺杆同时旋转情况下内螺杆的固相速度和加速度，并首次考虑螺杆离心力和物料压缩性的综合作用，在固体输送段建立相应的物理模型和数学模型，并通简化处理，求得该模型的解析解，分析讨论嵌套螺杆式新型挤出机内外螺杆固体输送段的牵引角变化、压力和速度分布以及影响固体输送段长度的因素。

3.1 物理模型

3.1.1 基本假设

- (1) 从料斗加入的粒料或粉料，在固体输送段中为可压缩的固体粒子，颗粒之间相互接触，不存在相对滑移；
- (2) 摩擦因数是个常数，符合库仑定律；
- (3) 忽略物料温度的变化；
- (4) 物料的法向应力和轴向应力之比为常数(K)，与位置无关，且忽略物料内应力分布的变化；
- (5) 物料的密度、轴向应力（压力）和法向应力只沿物料运动方向变化；
- (6) 螺槽为矩形，螺纹圆角半径不计，螺杆和机筒之间的间隙亦忽略不计，加料段螺槽深度变化亦不计。

3.1.2 速度分析

图 3-1 为内螺杆固体输送段的速度分析。假定机筒和螺杆的转速分别为 n_1 、 n_2 ，

若选择螺杆为动系，机筒为静系，物料为动点，则物料的运动规律为牵连运动为定轴转动的圆周运动。

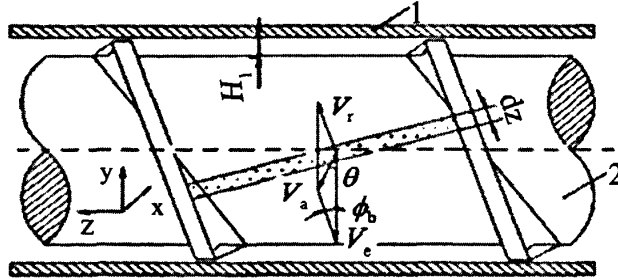


图 3-1 内螺杆固体输送段的速度分析

1-机筒； 2-螺杆

Fig.3-1 Velocity analysis in solids conveying zone of the inner screw

1-barrel; 2-screw

图中 \vec{v}_r 为动点的相对速度， \vec{v}_e 为动点的牵连速度， \vec{v}_a 为动点的绝对速度，三者的关系为：

$$\vec{v}_a = \vec{v}_r + \vec{v}_e \quad (3-1)$$

$$\text{其中, } v_e = \pi D_b (n_1 + n_2) \quad (3-2)$$

用绝对速度 v_a 的周向分量 V 和垂直于轴线的截面积 A 来计算固体输送的体积流量 Q_s ：

$$Q_s = VA \quad V = v_a \tan \phi_b \quad (3-3)$$

$$\text{又, } A = \frac{\pi}{4} (D_b^2 - D_s^2) - \frac{eH_1}{\sin \phi} \quad (3-4)$$

式中： D_b — 螺杆外径；

D_s — 螺杆根径；

ϕ_b — 螺纹升角；

$\bar{\phi}$ — 平均螺纹升角；

e — 螺棱法向宽度；

H_1 — 固体输送段螺槽的深度；

通过化简可得螺杆机筒同时旋转时的固体输送流量：

$$Q_s = \pi^2 D_b (n_1 + n_2) H_1 (D_b - H_1) \frac{\sin \theta \tan \phi_b}{\sin(\theta + \phi_b)} \left(\frac{\bar{W}}{\bar{W} + e} \right) \quad (3-5)$$

式中： Q_s — 固体输送段的体积流量；

\bar{W} — 固体输送段平均螺槽宽度；

θ — 固体输送段的牵引角；

从方程(3-5)可以看出,当机筒螺杆同时旋转时,螺杆的相对转速大大提高,固体输送量也随之提高,其值相当于转速为 n_1 和 n_2 的两台相同几何参数的单螺杆挤出机的固体输送量。

3.1.3 加速度分析

图 3-2 为固相的加速度分析。当牵连运动为定轴转动时,动点存在科氏加速度。科氏加速度有两部分引起,一是因为物料有相对运动,物料与螺杆重合点的位置不断变化;另一部分是由于螺杆的旋转引起物料速度方向的变化。

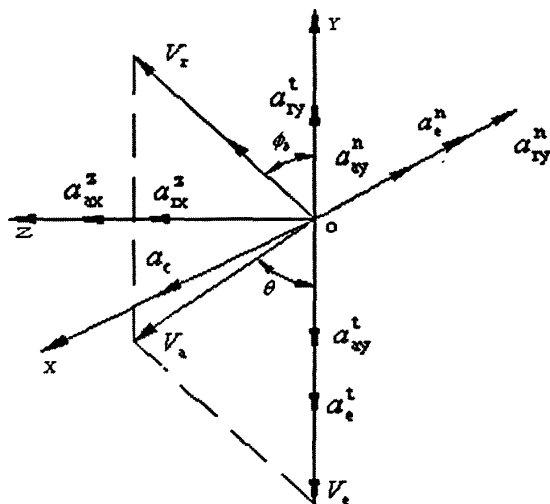


图 3-2 固体输送段的加速度分析

Fig.3-2 Acceleration analysis of the solid in solids conveying zone

科氏加速度(a_c)为:

$$a_c = \frac{2V_b^2 \sin \theta \cos \phi_b}{R \sin(\theta + \phi_b)} \quad (3-6)$$

因螺杆槽深远小于螺杆直径,在近似计算时取固相加速度为螺杆顶部的固相加速度。

则, $R = D_b / 2$

动点的绝对加速度 (a_a) 等于牵连加速度 (a_e)、相对加速度 (a_r) 和科氏加速度 (a_c) 的矢量和。

$$\vec{a}_a = \vec{a}_e + \vec{a}_r + \vec{a}_c \quad (3-7)$$

将 V_r 、 V_e 、 V_a 分别分解为沿法向 (n)、切向 (t)、轴向 (z) 三个方向的速度分量,如图 3-2 所示。

则: x 方向的法向加速度 (a_{ay}^n): a_{ry}^n, a_e^n, a_c ;

y 方向的切向加速度 (a'_{ay}): a'_{ry}, a'_e ;

z 方向的轴向加速度 (a_{az}^z): a_{rz}^z ;

由加速度合成定理得:

$$\text{法向: } a_{ay}^n = a_{ry}^n + a_e^n - a_c = \frac{V_b^2}{R} \left[\frac{\sin \phi_b \cos \theta}{\sin(\theta + \phi_b)} \right]^2 \quad (3-8)$$

法向加速度反映了机筒和螺杆对固相作用力的大小, 也决定了固相在法向的压实度。

切向: $a'_{ay} = -a'_{ry} + a'_e$, 又 $a'_e = 0$

则, $a'_{ay} = -a'_{ry}$ (3-9)

切向加速度决定了固相在切向的压实度。

轴向: $a_{az}^z = a_{rz}^z$ (3-10)

轴向加速度改变固相的轴向位移, 决定固相的轴向输送速度及轴向压实度。

从方程 (3-8) 可以看出, 无论 θ 或 ϕ_b 取何值, 均有 $a_{ay}^n > 0$, 说明机筒对固相的作用力始终大于螺杆对固相的作用力。 a_{ay}^n 越大, 越利于固相在法向的压实, 越有利于固体输送。因此, 提高固体输送能力的途径除了提高机筒与固相之间的摩擦系数和减小螺杆与固相之间的摩擦系数外, 提高固相与机筒之间的法向作用力和减小螺杆与固相之间的法向作用力同样可以提高挤出机的固体输送能力。

从方程 (3-8) 也可以看出, 当螺杆的螺纹升角一定时, 影响法向加速度的关键变量是牵引角, 因此影响牵引角的变量都会影响科氏加速度及法向加速度, 主要影响因素有固相与机筒之间的摩擦系数 f_b 和固相与螺杆之间的摩擦系数 f_s 。

假设固相与机筒之间的法向作用力为 N_1 , 固相与螺杆之间的法向作用力为 N_2 , 微元体的质量为 $\rho d\bar{z} H_1 \bar{W}$, 则:

$$N_1 - N_2 = \rho d\bar{z} H_1 \bar{W} a_{ay}^n \quad (3-11)$$

式中: ρ — 固相密度;

$d\bar{z}$ — 沿螺槽平均距离增量;

因此, 即使固相与机筒之间的摩擦系数小于固相与螺杆之间的摩擦系数, 但固相与机筒之间的法向作用力大于固相与螺杆之间的法向作用力, 也会有固体输送。在 Darnell-Mol 理论中, 当机筒摩擦因数小于螺杆摩擦因数时, 预测的流率为零。但在考虑了法向加速度后, 这种情况也能预测出流率, 这完全符合实际情况。

3.2 数学模型

3.2.1 连续性方程

在固体输送过程中，固相颗粒之间相互接触，颗粒之间挤压变形，散粒体系空隙不断变小，因此可以认为物料是密度不断增大可压缩的运动固体粒子，如图 3-3 所示。在螺槽中沿固相的挤出方向取一微元体，根据质量守恒定律得：

$$\rho v W H_1 - \left(\rho v + \frac{\partial(\rho v)}{\partial z} dz \right) W H_1 = \frac{\partial \rho}{\partial t} W H_1 dz \quad (3-12)$$

式中：\$W\$—固体输送段螺槽的宽度；

\$v\$—沿螺槽方向的速度；

\$z\$—沿螺槽距离；

\$t\$—时间；

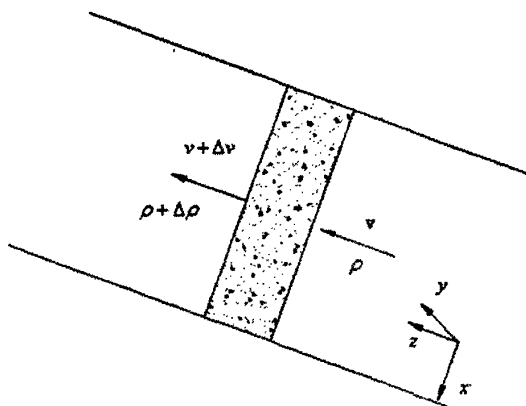


图 3-3 运动分析示意图

Fig.3-3 Schematic diagram of the solids motion analysis

假设在 \$x\$ 和 \$y\$ 方向上，固相密度和速度不变，则所取微元体单位时间内在 \$z\$ 方向上的变化量即是整体的变化量，化简得：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial z} = 0 \quad (3-13)$$

$$\text{展开得: } \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial v}{\partial z} + v \frac{\partial \rho}{\partial z} = 0 \quad (3-14)$$

前人研究表明^[117]，松密度与压力之间的关系为：

$$\rho = \rho_m - (\rho_m - \rho_a) e^{-C_0 p} \quad (3-15)$$

式中：\$p\$—压力；

\$\rho_m\$—极限压力下的密度；

\$\rho_a\$—松密度；

C_0 —常数;

由式 (3-14), (3-15) 得:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = (\rho_m - \rho_a) C_0 e^{-C_0 p} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} \quad (3-16)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial z} = (\rho_m - \rho_a) C_0 e^{-C_0 p} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \quad (3-17)$$

所以连续性方程为:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{C_0} \left(\frac{\rho_m}{\rho_m - \rho_a} e^{C_0 p} - 1 \right) \frac{\partial v}{\partial z} = 0 \quad (3-18)$$

3.2.2 运动方程

可压缩的固体粒子在螺槽中运动时, 取一微元体所受的力沿螺槽方向分解为 5 个力, 如图 3-4 所示。其中, F_1 和 F_2 为正压力; F_3 为微元体与机筒平板之间的摩擦力; F_4 为微元体与螺槽底面和螺棱两侧面之间的摩擦力; F_5 为微元体与螺槽侧面的附加摩擦力。

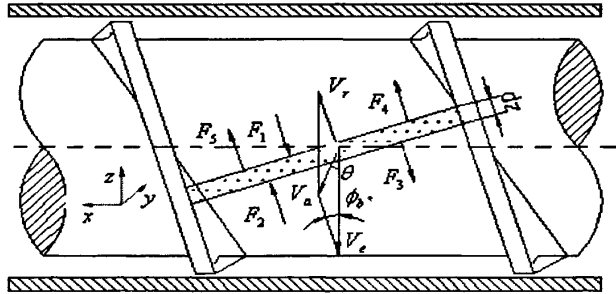


图 3-4 受力分析示意图

Fig.3-4 Force analysis diagram of the solids

F_1 和 F_2 的关系为:

$$F_1 - F_2 = pWH_1 - (p + \frac{\partial p}{\partial z} dz)WH_1 = -\frac{\partial p}{\partial z} WH_1 dz \quad (3-19)$$

微元体与机筒展开平面之间的作用力为 $KpWdz + \rho dz H_1 \bar{W} A_n$

$$\text{所以 } F_3 = f_b (KpWdz + \rho dz H_1 \bar{W} A_n) \cos(\theta + \phi_b) \quad (\text{正向作用力}) \quad (3-20)$$

式中: A_n —固相法向加速度;

$$A_n = \frac{V_r^2}{R} (\sin \phi_b \cot \theta)^2 \quad (3-21)$$

F_4 为微元体与螺槽底面和两侧面之间的摩擦力, 方向与物料的运动方向相反, 可

表示为:

$$F_4 = f_s K_p (W + 2H_1) dz \quad (3-22)$$

F_5 是由机筒对物料的拖曳作用力在垂直于螺槽方向上的分力所产生, 方向与物料的运动方向相反, 属于阻力, 大小为:

$$F_5 = f_s f_b (K_p W dz + \rho d\bar{z} H_1 \bar{W} A_n) \sin(\theta + \phi_b) \quad (3-23)$$

因基本假设中物料是可压缩的, 微元体的加速度 (A_a) 为:

$$A_a = WH_1 \rho dz \frac{dv}{dt}, \quad (3-24)$$

运动方程为:

$$F_1 - F_2 + F_3 - F_4 - F_5 = M_m A_a \quad (3-25)$$

则沿螺槽方向上微元体受力平衡为:

$$\begin{aligned} pWH_1 - (p + \frac{\partial p}{\partial z} dz)WH_1 + f_b (K_p W dz + \rho d\bar{z} H_1 \bar{W} A_n) \cos(\theta + \phi_b) - \\ f_s K_p (W + 2H_1) dz - f_s f_b (K_p W dz + \rho d\bar{z} H_1 \bar{W} A_n) \sin(\theta + \phi_b) = WH_1 \rho dz \frac{dv}{dt} \end{aligned} \quad (3-26)$$

又:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\partial v}{\partial z} \frac{dz}{dt} + \frac{\partial v}{\partial t} = v \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial v}{\partial t} \quad (3-27)$$

化简得:

$$\frac{\partial p}{\partial z} + K_f p + \rho \left(v \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial v}{\partial t} + K_b v^2 \right) = 0 \quad (3-28)$$

其中:

$$K_b = \frac{f_b}{R} (\sin \phi_b \cot \theta)^2 [f_s \sin(\theta + \phi_b) - \cos(\theta + \phi_b)] \quad (3-29)$$

$$K_f = \frac{f_b K}{H_1} \left[\frac{f_s \bar{W} + 2H_1}{f_b \bar{W}} + f_s \sin(\theta + \phi_b) - \cos(\theta + \phi_b) \right] \quad (3-30)$$

固相法向加速度反映了螺杆对固相的离心力。因此, 在运动方程中考虑固相的法向加速度, 可求解螺杆的离心力作用。系数 K_b 的物理意义是反映了离心力对固体输送的影响, 系数 K_f 的物理意义是反映了固相与螺杆底部、螺棱和机筒表面的摩擦力对固体输送的影响。

3.2.3 数学模型的求解

数学模型的求解方法参考文献[96,98]。

3.2.3.1 无量纲化

取 $\bar{\rho}$ 、 \bar{p} 、 \bar{v} 、 \bar{t} 为密度、压力、速度和时间的特征量， L 为固体输送段的长度，假设： $p = \bar{p}(1 + p^*)$ ； $\rho = \bar{\rho}(1 + \rho^*)$ ； $v = \bar{v}(1 + v^*)$ ； $t = \bar{t} t^*$ ； $z = Lz^*$ (3-31)

3.2.3.2 边界条件

设 v_0 、 p_0 分别为物料入口处的初始速度和初始压力，则物料在入口处的边界条件为：

$$\begin{aligned} v(z, t)|_{z=0} &= v_0 \pi D_b n \cos \theta = v_b \cos \theta \\ p(z, t)|_{z=0} &= p_0 \\ v(z, t)|_{t=0} &= v_0 \\ p(z, t)|_{t=0} &= p_0 \end{aligned} \quad (3-32)$$

对应的无量纲边界为：

$$\begin{aligned} v^*|_{z^*=0} &= \frac{v(z, t)|_{z=0}}{\bar{v}} - 1 = v_0^*(t) = v_0^*, \quad v^*|_{z^*=1} = 0 \\ p^*|_{z^*=0} &= \frac{p(z, t)|_{z=0}}{\bar{p}} - 1 = p_0^*(t) = p_0^*, \quad p^*|_{z^*=1} = 0 \end{aligned} \quad (3-33)$$

3.2.3.3 连续性方程的无量纲化及线性处理

将方程 (3-18) 无量纲化：

$$\frac{L}{\bar{v}\bar{t}} \frac{\partial p^*}{\partial t^*} + (1 + v^*) \frac{\partial p^*}{\partial z^*} + \frac{\rho_m e^{C_0 \bar{p}}}{C_0 \bar{p} (\rho_m - \rho_a)} \left[\left(e^{C_0 \bar{p} p^*} - 1 \right) + \left(1 - \frac{\rho_m - \rho_a}{\rho_m} \right) e^{-C_0 \bar{p}} \right] \frac{\partial v^*}{\partial z^*} = 0 \quad (3-34)$$

$$\text{取, } S_h = \frac{L}{\bar{v}\bar{t}}$$

因 $\frac{1}{S_h} \ll 1$ ， $v^* \leq 1$ ， $e^{C_0 \bar{p} p^*} - 1 \ll 1$ ，略去高阶微量得：

$$\frac{\partial p^*}{\partial t^*} + \frac{1}{S_h} \frac{\partial p^*}{\partial z^*} + \frac{B_h}{S_h} \frac{\partial v^*}{\partial z^*} = 0 \quad (3-35)$$

其中，

$$B_h = \frac{\rho_m e^{C_0 \bar{p}}}{C_0 \bar{p} (\rho_m - \rho_a)} \quad (3-36)$$

3.2.3.4 运动方程的无量纲化以及线性处理

将方程 (3-28) 无量纲化:

$$\frac{\partial p^*}{\partial z^*} + C_h p^* + D_h \frac{\partial v^*}{\partial z^*} + E_h \frac{\partial v^*}{\partial t^*} + C_h + D_h G_h = 0 \quad (3-37)$$

其中:

$$C_h = LK_f, D_h = \frac{\rho_m \bar{v}^2}{\bar{p}}, E_h = S_h D_h = \frac{\rho_m \bar{v} L}{i \bar{p}}, G_h = LK_b$$

$$F_h = C_h + D_h G_h = LK_f + \frac{\rho_m \bar{v}^2}{\bar{p}} LK_b \quad (3-38)$$

3.2.3.5 模型求解

考虑在线性化处理时由于忽略高阶微量“ v^* ”带来的偏差,在方程求解时利用修正系数 γ 进行修正,则偏微分方程组可表示为:

$$\begin{cases} \frac{\partial p^*}{\partial t^*} + \frac{\gamma}{S_h} \frac{\partial p^*}{\partial z^*} + \frac{B_h}{S_h} \frac{\partial v^*}{\partial z^*} = 0 \\ \frac{\partial p^*}{\partial z^*} + C_h p^* + \gamma D_h \frac{\partial v^*}{\partial z^*} + E_h \frac{\partial v^*}{\partial t^*} + F_h = 0 \end{cases} \quad (3-39)$$

其中,

$$F_h = C_h + \gamma^2 D_h G_h$$

为书写方便,在下面的计算中将所有无量纲量的标记“*”省略。

对上式取拉普拉斯方程(Laplace)变换,并考虑初始条件 $v^*|_{t=0} = 0, p^*|_{t=0} = 0, s_l$ 为拉氏因子,得:

$$\begin{cases} s_l P(s_l) + \frac{\gamma}{S_h} \frac{dP(s_l)}{dz} + \frac{B_h}{S_h} \frac{dV(s_l)}{dz} = 0 \\ \frac{dP(s_l)}{dz} + C_h P(s_l) + \gamma D_h \frac{dV(s_l)}{dz} + \frac{1}{s_l} F_h = 0 \end{cases} \quad (3-40)$$

化简得线性二阶方程组:

$$\begin{cases} \frac{d^2 P(s_l)}{dz^2} + \beta \frac{dP(s_l)}{ds_l} - \lambda^2 P(s_l) = 0 \\ \frac{d^2 V(s_l)}{dz^2} + \beta \frac{dV(s_l)}{ds_l} - \lambda^2 V(s_l) = \frac{S_h F_h}{B_h - \gamma^2 D_h} \end{cases} \quad (3-41)$$

式中:

$$\beta = \frac{B_h F_h - 2s_l \gamma E_h}{B_h - \gamma^2 D_h} = \beta_1 - s_l \beta_2 \quad (3-42)$$

$$\lambda^2 = \frac{S_h E_h}{B_h - \gamma^2 D_h} s_l^2 = b s_l^2$$

对应边界条件为:

$$P(s_l)|_{z=0} = L[p_0(t)] = \frac{P_0}{s_l}, \quad V(s_l)|_{z=0} = L[v_0(t)] = \frac{V_0}{s_l}$$

求得:

$$P(s_l) = \frac{E_h}{a_1 - a_2} (e^{r_1 z} - e^{r_2 z}) V_0 - \frac{s_l}{a_1 - a_2} (a_2 e^{r_1 z} - a_1 e^{r_2 z}) P_0 + \frac{F_h}{(a_1 - a_2) s_l} (e^{r_1 z} - e^{r_2 z}) \quad (3-43)$$

$$V(s_l) = \frac{1}{s_l E_h (a_1 - a_2)} \left[s_l E_h (a_1 e^{r_1 z} - a_2 e^{r_2 z}) V_0 - a_1 a_2 (e^{r_1 z} - e^{r_2 z}) \frac{P_0}{s_l} + \frac{F_h (a_1 e^{r_1 z} - a_2 e^{r_2 z})}{s_l} \right] - \frac{F_h}{s_l^2 E_h} \quad (3-44)$$

式中:

$$a_1 = \frac{\gamma D_h}{B_h} (s_l S_h + \gamma r_1) - r_1 - F_h, \quad a_2 = \frac{\gamma D_h}{B_h} (s_l S_h + \gamma r_2) - r_2 - F_h$$

$$r_1 = \frac{-\beta + \sqrt{\beta^2 + 4\lambda^2}}{2}, \quad r_2 = \frac{-\beta - \sqrt{\beta^2 + 4\lambda^2}}{2}$$

利用 Laplace 变换的终值定理, 当 $t \rightarrow +\infty$, 可认为 $s_l \rightarrow 0$

$$\text{则, } \lim_{t \rightarrow \infty} f(t) = \lim_{s_l \rightarrow 0} s_l F(s_l)$$

易得:

$$P(z) = (1 + P_0) e^{-\beta z} - 1 \quad (3-45)$$

$$V(z) = V_0 - \frac{P_0}{B_h} (1 - e^{-\beta z}) \quad (3-46)$$

将压力和速度分别化为有量纲形式为:

压力:

$$P(z) = P_0 \exp\left(-\frac{\beta_1 z}{L}\right) \quad (3-47)$$

速度:

$$V(z) = V_0 - \frac{C_0 v_0 (\rho_m - \bar{\rho})(\bar{p} - p_0)}{\bar{\rho}} (e^{-\beta_1 z} - 1) \quad (3-48)$$

其中:

$$\beta_1 = \frac{B_h F_h}{B_h - \gamma^2 D_h} = \frac{\bar{\rho} e^{C_0 \bar{p}} (\bar{p} L K_f + \gamma^2 L K_b \rho_m \bar{v}^2)}{\bar{p} [\bar{\rho} e^{C_0 \bar{p}} - \gamma^2 \rho_m \bar{v}^2 C_0 (\rho_m - \rho_a)]} \quad (3-49)$$

对 β_1 作无量纲化作归并处理:

$$\beta_1 = \frac{\rho_0 (p_0 L K_f + \gamma^2 L K_b \rho_m v_0^2)}{\rho_0 [\rho_0 - \gamma^2 \rho_m v_0^2 C_0 (\rho_m - \rho_0)]} \quad (3-50)$$

3.3 分析与讨论

3.3.1 离心力系数和摩擦力系数

从方程 (3-28) 和 (3-29) 可以看出, 系数 K_b 反映了离心力对固体输送的影响。当牵引角为零时, K_b 趋向无穷大, 螺杆离心力达到最大值, 固相只能绕螺杆旋转, 而无轴向运动。此时压力完全用来压缩固相, 固相密度增大, 压力达到极大值。

从方程 (3-28) 和 (3-30) 可以看出, 系数 K_f 反映了固相与螺杆底部、螺棱和机筒表面的摩擦力对固体输送的影响。 K_f 越大, 正向作用的摩擦力越大, 反之, 正向作用的摩擦力越小。从方程 (3-30) 也可以看出, K_f 是牵引角的递增函数。因此牵引角越大, 固体输送的正向作用力也越大, 越有利于固体输送。

考虑极限情况下, 若牵引角为零, 表示固体输送流率为零, 即 $K_b \rightarrow \infty$, $K_f \rightarrow 0$; 若牵引角达到最大值, 压力达到极限压力, 表示固体输送流率为最大, 即 $K_b \rightarrow 0$, $K_f \rightarrow \infty$ 。

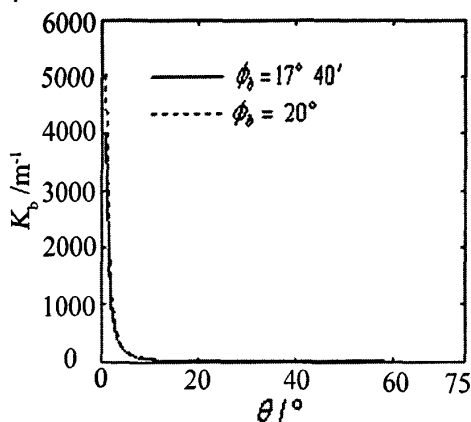


图 3-5 系数 K_b 与牵引角 θ 的关系

Fig.3-5 Relationship between K_b and θ

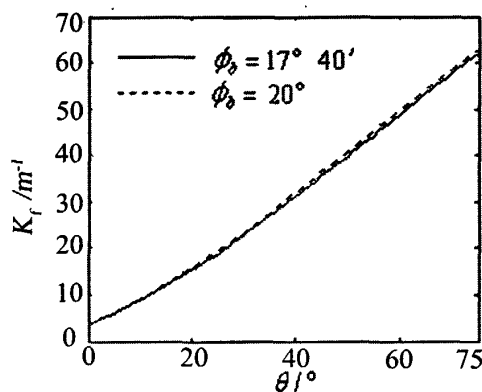


图 3-6 系数 K_f 与牵引角 θ 的关系

Fig.3-6 Relationship between K_f and θ

图 3-5 和图 3-6 分别是系数 K_b 、 K_f 随牵引角 θ 的变化关系。从图中可以看出, 牵引角增大, K_b 逐渐减小, 最后趋近于零, 而 K_f 随牵引角的增大而增大。说明牵引角增大, 固相的切向速度分量减小, 螺杆的离心作用减小, 而固相的轴向速度分量增大, 甚至占主导作用, 因此固相与螺杆底部、螺棱、机筒表面的摩擦力对固体的作用力增大。图 3-5 和图 3-6 也说明在固体输送段开始处, 即牵引角最大处, 固相与螺杆底部、螺棱、机筒表面的摩擦力最大, 螺杆的离心作用最小, 可近似忽略不计; 在固体输送段末端, 即牵引角最小处, 螺杆的离心作用最强, 固相与螺杆底部、螺棱、机筒表面的摩擦力最小。此外, 从图 3-5 和图 3-6 也可以看出, 螺纹升角的变化对离心力系数 K_b 和摩擦力系数 K_f 的影响不明显。

3.3.2 螺杆离心力和物料压缩性对牵引角的影响

当螺杆转速恒定时，由速度合成得，

$$V_r = \frac{V_e \sin \theta}{\sin(\phi_b + \theta)} \quad (3-51)$$

结合方程 (3-47), (3-48), (3-51) 得，

$$\cot \theta = \frac{P_0 \bar{\rho}}{[P_0 \bar{\rho} - C_0 (\rho_m - \bar{\rho})(\bar{p} - P_0)(p - P_0)] \sin \phi_b \cos \phi_b} - \cot \phi_b \quad (3-52)$$

在固体输送段，压力逐渐增大，物料逐渐被压实，固相运动速度逐渐减小，这必然导致固相在整个固体输送段牵引角的变化，即牵引角在固体输送段是变量。由方程 (3-52) 可知，牵引角 θ 是固相密度、摩擦系数、压力等参数的函数。图 3-7 为嵌套螺杆式新型挤出机的内螺杆轴向压力分布与牵引角 θ 的关系。从图中可以看出，内螺杆的牵引角 θ 是压力的递减函数。在固体输送段压力是递增的，因此在整个固体输送段牵引角也是递减的，在固体输送段的开始处牵引角最大。由运动分析知，固相相对速度或绝对速度的变化是引起牵引角变化的根本原因。

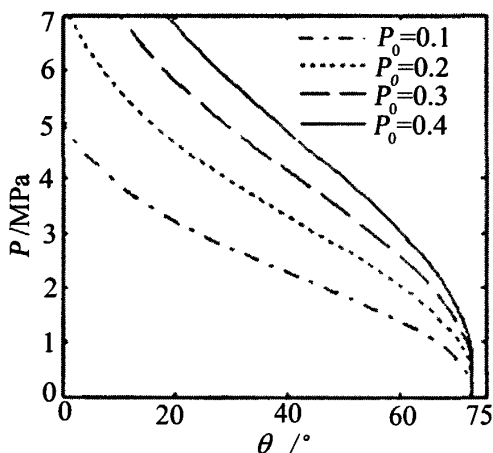


图 3-7 内螺杆牵引角 θ 随压力 P 的变化关系

Fig 3-7 Relationship between traction angle θ and the pressure P of inner screw

从图 3-7 也可以看出，固体输送段的存在极限牵引角，即在固体输送段开始处存在最大牵引角，对应的固体输送流率最大，在固体输送段结束处存在极小牵引角，对应的固体输送流率最小。Darnell-Mol 理论及其它理论都认为最大牵引角为 90° ，而考虑离心力和物料的压缩性的综合作用，从本文的模型分析结果看，极限牵引角 θ_{\max} 与螺纹升角为近似互补关系，即 $\theta_{\max} = 90^\circ - \phi_b$ ，如 $\phi_b = 17.4^\circ$ 时， $\theta_{\max} = 72.59^\circ$ ，从图 3-8 内螺杆螺纹升角和极限牵引角 θ_{\max} 的关系中可得到进一步证明。无论 ϕ_b 取何值，螺纹升角和极限牵引角所组成的边均构成直角三角形，两者满足互补关系。图 3-7 也说明无论初始压

力多大，均有此关系，而且初始压力越大，极限压力也越大。

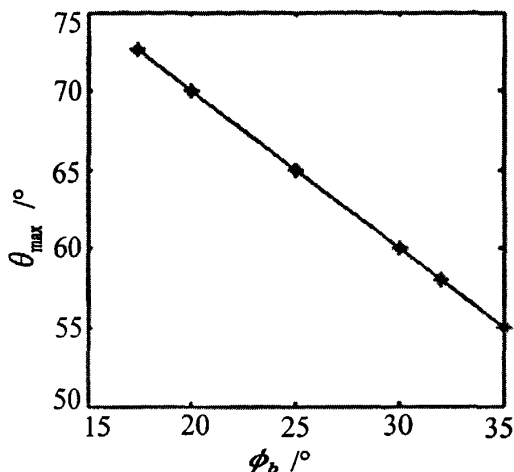


图 3-8 内螺杆螺纹升角 ϕ_b 和极限牵引角 θ_{max} 的关系

Fig.3-8 Relationship between screw helix angle ϕ_b and limited traction angle θ_{max} of inner screw

图 3-9 是内螺杆相对槽深 H_2/D 和内螺杆转速 n_2 对极限牵引角 θ_{max} 的影响。从图 3-9 中可以看出，极限牵引角随内螺杆相对槽深 H_2/D 的增大而增大，说明内螺杆槽深增大时，极限牵引角增大，在 H_2/D 为 0.15 之前极限牵引角急剧增大，之后再增大 H_2/D 的比值，极限牵引角增长缓慢，说明内螺杆螺槽深度存在一最佳值，约 $H_2/D \approx 0.15$ ，这和当前螺杆设计中固体输送段的最佳槽深的经验值相符。从图 3-9 也可以看出，极限牵引角随内螺杆转速的增大而略有减小，因螺杆转速增大，螺杆离心作用增大，物料在法向得到进一步压实，因此牵引角相对减小。

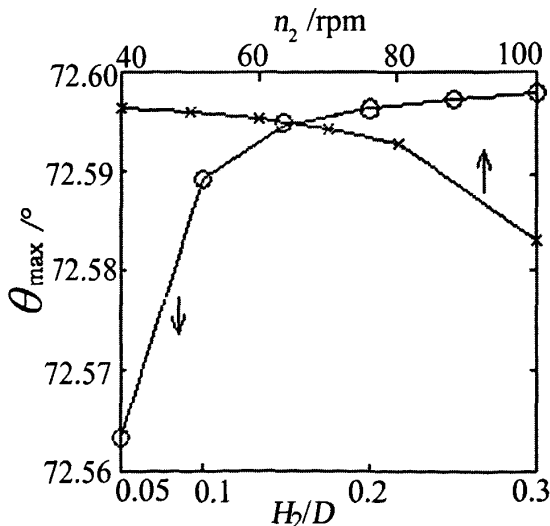


图 3-9 内螺杆相对槽深 H_2/D 和转速 n_2 对极限牵引角 θ_{max} 的影响

Fig.3-9 Effect of relative channel depth H_2/D and inner screw rotating speed n_2 on limit traction angle θ_{max}

3.3.3 螺杆离心力和物料压缩性对压力分布的影响

由方程(3-47)知,固相压力分布不仅是摩擦系数、密度和螺杆几何参数的函数,而且也是固相速度的函数,而 Darnell-Mol 模型的压力计算公式未能反映这一点。在固体输送段,因物料逐渐被压实,导致物料密度的变化,而密度的变化正是压力的起源,这一结论和文献^[118]的结论相符。

图 3-10 为螺杆不同转速下嵌套螺杆式新型挤出机内外螺杆固体输送段的压力沿螺杆轴向的分布曲线,并与 Darnell-Mol 理论的计算结果进行了对比。从图中可以看出,内外螺杆固体输送段的压力分布沿螺杆轴向逐渐增大,并呈近似指数规律变化。当螺杆转速较高时,物料的运动速度及惯性加速度增大,物料的密度和压实度均受到影响,因此压力增长迅速。图 3-10 中的曲线 1 和曲线 3 分别是按 Darnell-Mol 理论和按本文模型计算的内螺杆静止外螺杆旋转情况下的外螺杆压力分布,并与实验值进行了对比。从图中可以看出,在外螺杆固体输送段的末端,曲线 3 的模拟值和实验值非常接近,而按 Darnell-Mol 理论计算的的压力分布远大于按本文模型计算的结果,因 Darnell-Mol 理论假定物料的密度是恒定的,这与实际不符,导致计算误差较大。曲线 2 为内外螺杆同时旋转时内螺杆固体输送段的压力计算值,从图中可以看出,内外螺杆反向旋转时内螺杆固体输送段的压力分布大于外螺杆的压力分布。

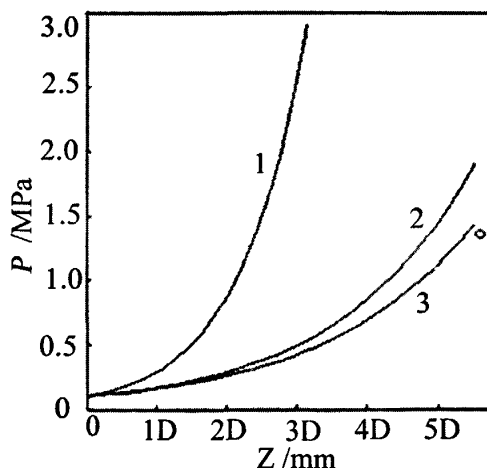


图 3-10 固体输送段的压力分布

- 1— $n_1=60\text{r/min}$, $n_2=0\text{r/min}$, 按 Darnell-Mol 理论计算的外螺杆的压力分布;
- 2— $n_1=60\text{r/min}$, $n_2=60\text{r/min}$, 按本文模型计算的內螺杆的压力分布;
- 3— $n_1=60\text{r/min}$, $n_2=0\text{r/min}$, 按本文模型计算的外螺杆的压力分布;
- $n_1=60\text{r/min}$, $n_2=0\text{r/min}$, 外螺杆固体输送段末端的压力实验值;

Fig. 3-10 Pressure distribution in solids conveying zone

- 1— $n_1=60\text{r/min}$, $n_2=0\text{r/min}$, pressure distribution of outer screw using Darnell-Mol theory
- 2— $n_1=60\text{r/min}$, $n_2=60\text{r/min}$, pressure distribution of inner screw using the present model
- 3— $n_1=60\text{r/min}$, $n_2=0\text{r/min}$, pressure distribution of outer screw using the present model
- $n_1=60\text{r/min}$, $n_2=0\text{r/min}$, pressure experimental data of outer screw in the end of solids zone

在固体输送段的末端，压力达到极限值，物料已最大程度的压实，密度最大，牵引角最小。摩擦系数 f_b 、 f_s ，螺杆几何参数 H/D 、 L/D 以及螺杆转速均可影响极限压力值。极限压力越大，越有利于固体输送段压力梯度的建立和物料的压实，有利于固体输送和物料的熔融，并可避免熔融区的不良熔融和波动。沟槽机筒的设计正证明了这一点，因沟槽机筒固体输送段的极限压力远大于普通单螺杆挤出机固体输送段的极限压力，输送能力远好于普通单螺杆挤出机。

图 3-11 和图 3-12 分别是外螺杆摩擦系数 f_b 和内螺杆摩擦系数 f_s 对内螺杆极限压力 P_{max} 的影响。从图中可以看出，提高外螺杆的摩擦系数和降低内螺杆的摩擦系数均有助于提高内螺杆固体输送段的极限压力，但物料与内螺杆的摩擦系数对其影响更明显。因此，提高物料与外螺杆的摩擦系数和降低物料与内螺杆的摩擦系数不仅可以提高内螺杆的固体输送流率，还有助于内螺杆固体输送段压力梯度的建立。

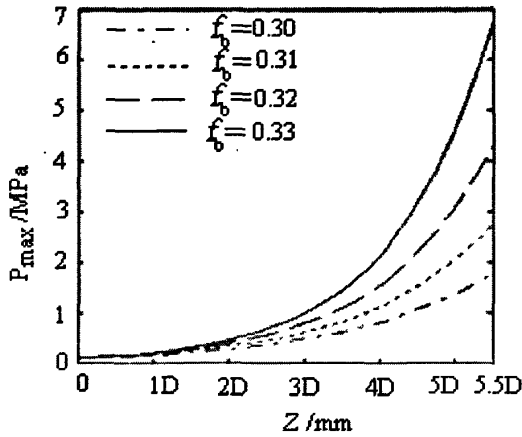


图 3-11 外螺杆摩擦系数 f_b 对内螺杆极限压力 P_{max} 的影响 ($f_s=0.2$)

Fig.3-11 Effect of outer screw friction coefficient f_b on limit pressure P_{max} of inner screw ($f_s=0.2$)

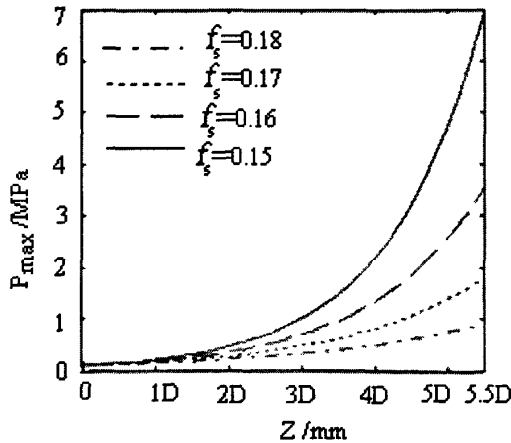


图 3-12 内螺杆摩擦系数 f_s 对内螺杆极限压力 P_{max} 的影响 ($f_b=0.25$)

Fig.3-12 Effect of inner screw friction coefficient f_s on limit pressure P_{max} of inner screw ($f_b=0.25$)

图 3-13 为内螺杆相对槽深 H_2/D 对内螺杆极限压力 P_{\max} 的影响。从图中可以看出极限压力 P_{\max} 随内螺杆槽深的增加而减小。因内螺杆槽深增大，压力无法传至螺槽底部，不利于物料的压实；反之，槽深越浅，越有利于物料间压力的传递，有利压实物料。这也说明固体输送段的槽深并不是越深越好，存在最佳值。按 Chung 的黏性牵引理论^[15]，固体输送段最大压力也随螺杆槽深的增加而逐渐减小；相反，按 Darnell-mol 理论^[4]，固体输送段的最大压力随螺杆槽深的增加而逐渐增大。本文的研究结果和 Chung 的理论比较接近。

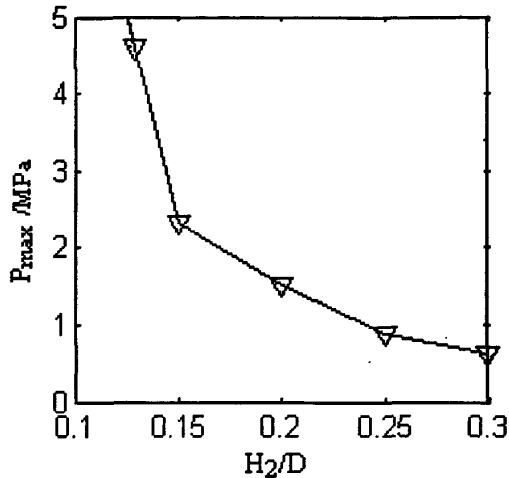


图 3-13 H_2/D 对内螺杆极限压力 P_{\max} 的影响

Fig.3-13 Effect of relative channel depth H_2/D on limit pressure P_{\max} of inner screw

3.3.4 螺杆离心力和物料压缩性对速度分布的影响

由方程 (3-48) 可知，固体输送段沿螺槽方向的固相速度是压力、密度、摩擦系数及螺杆几何参数的函数。在固体输送段，随着物料不断向前输送，压力逐渐增大，物料逐渐被压实，体积逐渐减小，密度逐渐增大，因此固相的运动速度逐渐减小，固相在整个固体输送段的运动规律是变加速运动。

内外螺杆同时旋转时螺杆转速和牵引角对内螺杆物料沿螺槽方向速度分布的影响如图 3-14 所示，其中牵引角取固体输送段的平均值。从图 3-14 中可以看出，平均牵引角越大，内螺杆物料沿螺槽方向的速度越大，越有利于固体输送，但是平均牵引角越大，固相加速度越大，变速运动越明显，固体输送的波动越大；内螺杆转速越高，物料沿内螺杆螺槽方向的变速运动越小，固体输送的波动越小，越有利于固体输送的稳定性。

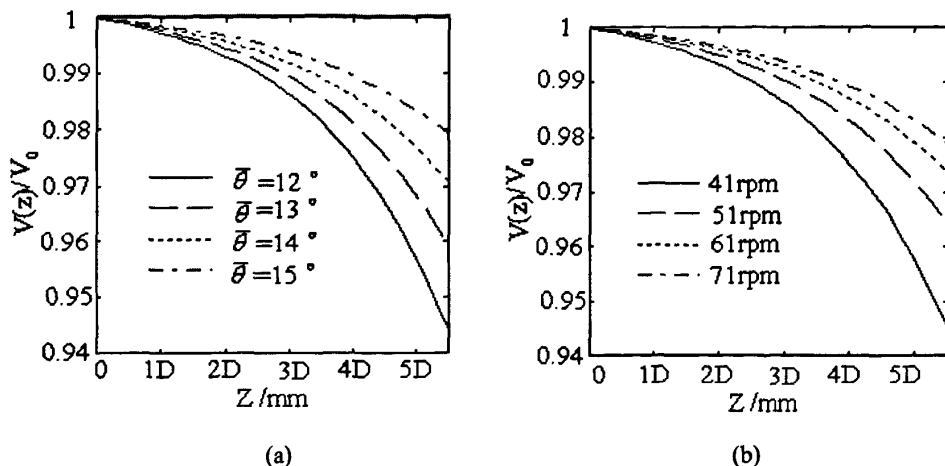


图 3-14 螺杆转速和牵引角对内螺杆固相速度的影响

(a) $n_1 = n_2 = 71 \text{r/min}$, (b) $\bar{\theta} = 12^\circ$

Fig.3-14 Effects of screw speed and traction angle on solid velocity of inner screw

(a) $n_1 = n_2 = 71 \text{r/min}$, (b) $\bar{\theta} = 12^\circ$

文献^[6]的实验研究中已经观察到单螺杆挤出过程固体输送段固相速度和密度的变化,这一点与本文的理论分析相符。图 3-15 是文献^[6]中固相速度沿螺槽方向分布的实验值与本文计算结果的对比,两者的计算条件相同。从图 3-15 可以看出,文献^[6]中固相速度沿螺槽方向分布的实验值和本文的计算值比较吻合。

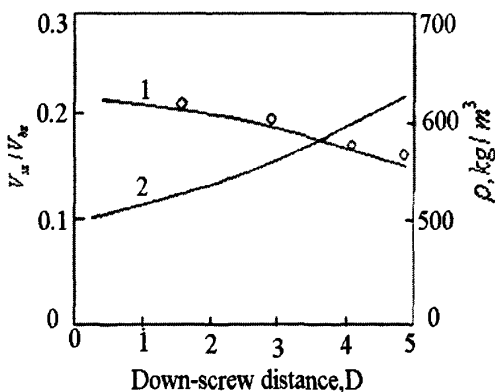


图 3-15 文献^[6]中固相速度沿螺槽方向分布的实验值与本文计算值的对比

1- V_{sz}/V_{bz} , 本文计算值, 2-密度 ρ , 文献^[6]计算值, \circ - V_{sz}/V_{bz} , 文献^[6]的实验值

Fig.3-15 Comparison of solid velocity in the literature^[6] and the present calculated results

1-present calculated value of the ratio of V_{sz}/V_{bz} , 2-calculated value of the density in the liertaure^[6], \circ -experimental value of the ratio of V_{sz}/V_{bz} in the liertaure^[6]

3.3.5 固体输送段的长度

一般评价都是从温度上评价单螺杆挤出机固体输送段的长度,当固相界面的温度达

到物料的熔点时，即表示固体输送段的结束。根据本文的研究分析，也可以从极限压力和极限牵引角的角度来评价固体输送段的长度，即当物料压力达到极大值，牵引角达到极小值时，就可认为固体输送段结束。

图 3-16 分别是外螺杆摩擦系数 f_b ($f_s=0.2$) 和内螺杆摩擦系数 f_s ($f_b=0.35$) 的变化对内螺杆固体输送段最大长度的影响。从图中可以看出内螺杆固体输送段的最大长度随物料与内螺杆之间摩擦系数的增大而增大，随物料与外螺杆之间摩擦系数的增大而减小。因 f_s 增大时，内螺杆物料的阻力增大，导致熔融的延迟，因此固体输送段长度会增加；相反， f_b 增大时，输送物料的动力增大，物料运动速度增大，有利于压力的建立和物料的压实，因而物料可尽早的进入熔融状态。因此增大 f_b ，减小 f_s 不但可以提高内螺杆固体输送段的体积流率，还可缩短内螺杆固体输送段的长度。

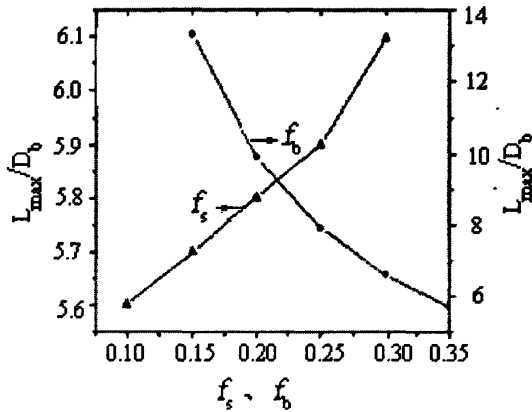


图 3-16 摩擦系数 f_s, f_b 对内螺杆固体输送段长度的影响

Fig.3-16 Effects of f_s and f_b on the length of solid conveying zone of inner screw

3.3.6 极限压力与摩擦热

摩擦热生成的速率等于摩擦力 F_f 与相对速率 ΔV 之积：

$$\dot{Q} = F_f \Delta V = f F_n \Delta V \quad (3-56)$$

式中： F_n —法向力；

f —摩擦系数；

在螺杆表面，物料与螺杆之间的相对速度为 V_r ，因此，螺杆表面的摩擦热为：

$$\dot{Q}_s = pf_s(W + 2H_1)V_r dz + pf_b W \sin(\theta + \phi_b) dz V_r \quad (3-57)$$

物料与机筒之间的相对速度为 V_a ：

$$V_a = V_e \frac{\sin \phi_b}{\sin(\phi_b + \theta)} \quad (3-58)$$

因此机筒表面的摩擦生热为：

$$\dot{Q}_b = Pf_b W V_b \frac{\sin \phi_b}{\sin(\phi_b + \theta)} dz \quad (3-59)$$

图 3-17 为外螺杆压力与摩擦热沿螺杆轴向的分布。从图中可以看出，摩擦热沿外螺杆螺槽距离呈近似指数函数增大。物料相对于螺杆的速度 V_r 小于物料相对于机筒的速度 V_a ，因此在机筒表面生成的摩擦热高于在外螺杆表面的摩擦热。因摩擦热正比于局部压力，界面温度也密切服从于局部压力。Tadmor 和 Broyer^[21]曾进行过非等温固体输送的详细计算，压力温度分布的数学计算表明，温度升高密切地服从于压力的升高。因此，当局部压力变得足够高时，界面温度将达到熔点，压力的指数增长将终止，压力达到极限值，固体与固体之间的摩擦机理被破坏。事实上，这种压力温度关系是挤出机的内在安全机理。因压力上升温度也升高，限制了极限压力的增长。因而，挤出机自己可调节固体输送段中形成的极限压力。

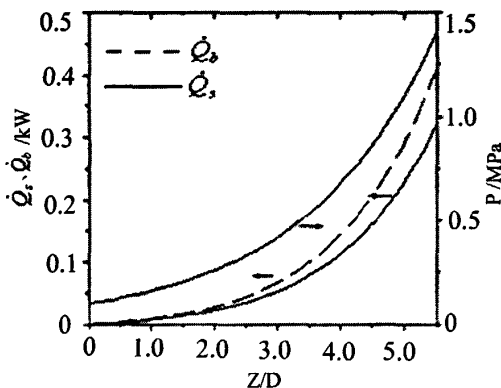


图 3-17 压力和摩擦热沿外螺杆轴向分布

Fig 3-17 Pressure and friction heat distribution along axis direction of outer screw

3.4 本章小结

1) 对嵌套螺杆式新型挤出机的固体输送机理进行了研究，构建了嵌套螺杆式新型挤出机的固体输送模型。该模型首次考虑了螺杆离心力和物料压缩性的综合作用，并通过拉普拉斯变换和方程无量纲化及线性处理详细求得了该模型的解析解。

2) 对挤出过程固体输送段的固相速度和加速度进行了分析，分析结果表明：法向加速度反映了机筒和螺杆对固相作用力的大小，也决定了固相在法向的压实度，并使机筒对固相的作用力大于螺杆对固相的作用力，这从理论上解释了机筒摩擦系数小于螺杆摩擦系数也有固体输送的实验现象；切向加速度决定了固相在切向的压实度；轴向加速度改变固相的轴向位移，并决定固相的轴向输送速度及轴向压实度。

3) 分析和研究了嵌套螺杆式新型挤出机固体输送段的牵引角和压力分布的变化规律。研究表明：牵引角沿螺槽方向逐渐减小，并是压力、密度和螺纹升角的

函数，最大牵引角和螺纹升角是互补关系；压力分布是摩擦系数、螺杆几何参数和固相速度的函数。内外螺杆分析结果表明：内外螺杆的固体输送段均存在极限压力和极限牵引角，固体输送段开始处牵引角最大，压力最小，螺杆的离心作用也很小；在固体输送结束处，牵引角最小，压力最大，螺杆的离心作用最强；内外螺杆反向旋转时，内螺杆压力分布大于外螺杆的压力分布，外螺杆的压力计算值和实验值比较接近；内螺杆固体输送段的极限压力随槽深的增加而减小，随螺杆转速的增大而增大，内螺杆螺深的最佳值约为 $H_2/D \approx 0.15$ 。压力与温度的关系限制了压力的极限值，这也是挤出机的内在安全机理。

4) 分析和探讨了牵引角和螺杆转速对嵌套螺杆式新型挤出机内螺杆固体输送段固相速度的影响。研究结果表明：内螺杆固相在整个固体输送段是变加速运动，平均牵引角越大，内螺杆固相沿螺槽方向的速度也越大，变速运动越明显，固体输送的波动越大；螺杆转速越高，固相沿内螺杆螺槽方向的变速运动越小，固体输送的波动越小，稳定性越好。

5) 从极限压力和极限牵引角的角度来评价了嵌套螺杆式新型挤出机内外螺杆固体输送段的长度，并认为当固相压力达到极大值，牵引角达到极小值时，固体输送段结束。

第四章 新型挤出机的固相温度分布研究

挤出过程的固相温度是很重要的过程变量,固相温度的变化在很大程度上影响摩擦系数和固体输送段的压力变化。固相界面温度也决定了熔融的起始位置和熔融质量。因此,研究挤出过程的固相温度分布具有重要意义。

固相温度与摩擦系数密切相关。一般来说,摩擦系数是温度、载荷、聚合物与金属表面的相对速度的函数。本章的研究目的是建立嵌套螺杆式新型挤出机固体输送段的二维非等温固相温度模型,分析内外螺杆的固相温度沿螺杆轴向和沿螺杆槽深方向的分布规律;其次,通过不同轴向位置处的界面温度可较准确地计算固相摩擦系数,通过摩擦系数又可较准确地计算压力分布,并研究温度和螺杆转速的变化对固相压力分布的影响;最后,通过固相温度模型的计算分析来指导新型挤出机的结构设计,并得到优化的挤出工艺参数。

4.1 二维非等温固相温度模型

在研究固相界面温度时,考虑到大部分的热对流来自槽深方向(y),因此略去螺槽横向方向(x)和螺槽方向(z)的传热,假设热传导恒定,传热微分方程可表示为:

$$\frac{\partial T_p}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2} \quad (4-1)$$

式中: T_p —固相温度;

t —时间;

α —固相热扩散系数;

为方便数值解,将方程(4-1)改写为有限差分方程:

$$\frac{T_p(k, n+1) - T_p(k, n)}{\Delta t} = \alpha_s \left[\frac{T_p(k+1, n) - 2T_p(k, n) + T_p(k-1, n)}{\Delta y^2} \right] \quad (4-2)$$

式中: n —时间间隔;

k —有限差分的层数;

Δy —螺深距离增量;

T_p —固相温度;

α_s —固相热扩散系数;

Δt —时间增量;

$$\text{其中, } t = \Delta t \cdot n \quad y = \Delta y \cdot k \quad (4-3)$$

螺槽距离增量 (Δz) 可表示为:

$$\Delta z = \frac{Q_s}{A_0} \Delta t \quad (4-4)$$

式中: Q_s —固体输送流率;

A_0 —螺槽横截面积;

嵌套螺杆式新型挤出机的固相传热物理模型如图 4-1 所示, 箭头表示热量传递的方向。分别以四个不同界面处的固相层为研究对象, 即机筒内表面、外螺杆底面、外螺杆内表面和内螺杆底面, 结合边界条件, 采用有限差分法, 由热量平衡方程可分别求解上述四个不同界面处的固相温度。

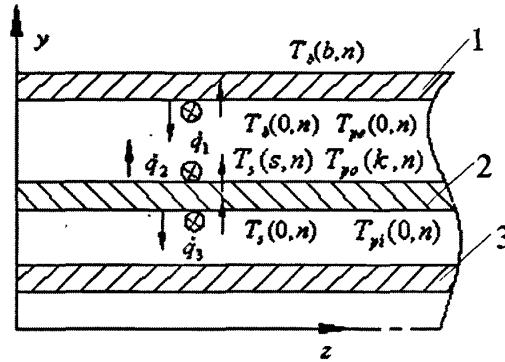


图 4-1 嵌套螺杆式新型挤出机的固相传热物理模型

1-机筒; 2-外螺杆; 3-内螺杆

Fig.4-1 Physical model of solids state heat transfer of the nested screw novel extruder

1-barrel; 2-outer screw; 3-inner screw

4.1.1 机筒内表面的固相温度

以机筒内表面的固相层为研究对象, 忽略外螺杆螺棱侧面的摩擦热, 以机筒内表面的摩擦热为内热源, 内热源一部分传入固相, 另一部分通过热传导入机筒外表面, 热平衡方程为:

$$\dot{q}_1(n) = -k_{po} \left(\frac{\partial T_{po}}{\partial y} \right)_{y=0} + k_b \left(\frac{\partial T_b}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (4-5)$$

由机筒与外螺杆固相摩擦时所消耗的能量便可计算机筒每单位面积上的热产生速率 $\dot{q}_1(n)$ ^[71]:

$$\dot{q}_1(n) = \pi D_{b1} n_1 f_{b1} p_1 \frac{\sin \phi_{b1}}{\sin(\theta_1 + \phi_{b1})} \quad (4-6)$$

式中: k_{po} —外螺杆物料的热导率;

- k_b — 机筒的热导率;
 D_{b1} — 外螺杆直径;
 n_1 — 外螺杆转速;
 p_1 — 外螺杆的轴向压力值;
 f_{b1} — 外螺杆物料与机筒的摩擦系数;
 ϕ_{b1} — 外螺杆顶部螺纹升角;
 θ_1 — 外螺杆物料的牵引角;

将方程 (4-5) 化为有限差分形式为:

$$\dot{q}_1(n) = k_{po} \left[\frac{T_{po}(0, n) - T_{po}(1, n)}{\Delta y_1} \right] + k_b \left[\frac{T_b(0, n) - T_b(b, n)}{b_1} \right] \quad (4-7)$$

- 式中: $T_{po}(0, n)$ — 外螺杆固相第一层的界面温度;
 $T_{po}(1, n)$ — 外螺杆固相第二层的界面温度;
 $T_b(0, n)$ — 机筒内表面的温度;
 $T_b(b, n)$ — 机筒外表面的温度;
 b_1 — 机筒厚度;
 Δy_1 — 外螺杆固相槽深方向距离增量。

4.1.2 外螺杆底面的固相温度

以外螺杆底面的固相层为研究对象, 忽略螺棱侧面的摩擦热, 以外螺杆底面的摩擦热为内热源, 此外通过热传导还从内螺杆外层物料导入热量, 而传出的热量为外螺杆固相带走的热量, 由界面热平衡得:

$$\dot{q}_2(n) = -k_s \left(\frac{\partial T_s}{\partial y} \right)_{y=0} + k_{pi} \left(\frac{\partial T_p}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (4-8)$$

由外螺杆底面与固相摩擦时所消耗的能量便可计算外螺杆底面每单位面积上的热产生速率 $\dot{q}_2(n)$ ^[71]:

$$\dot{q}_2(n) = \pi D_{b1} n_1 f_{s1} p_1 \frac{\sin \theta_1}{\sin(\theta_1 + \phi_{b1})} \cdot \frac{\sin \phi_{b1}}{\sin \phi_{s1}} \quad (4-9)$$

式中, k_{pi} — 内螺杆物料的热导率;

k_s — 外螺杆的热导率;

f_{s1} — 物料与外螺杆的摩擦系数;

ϕ_{s1} — 外螺杆根部螺纹升角;

将方程 (4-8) 化为差分形式:

$$\dot{q}_2(n) = -k_s \left[\frac{T_s(0,n) - T_s(s,n)}{b_2} \right] + k_{pi} \left[\frac{T_{pi}(0,n) - T_{pi}(1,n)}{\Delta y_2} \right] \quad (4-10)$$

式中: $T_s(0,n)$ — 外螺杆内表面的温度;

$T_s(s,n)$ — 外螺杆底面的温度;

$T_{pi}(0,n)$ — 内螺杆固相第一层的界面温度;

$T_{pi}(1,n)$ — 内螺杆固相第二层的界面温度;

b_2 — 外螺杆厚度;

Δy_2 — 内螺杆固相槽深方向的距离增量;

4.1.3 外螺杆内表面的固相温度

以外螺杆内表面的固相层为研究对象, 忽略内螺杆螺棱侧面的摩擦热, 以外螺杆内表面的摩擦热为内热源, 内热源一部分传入内螺杆固相, 另一部分通过热传传入外螺杆底面, 由界面的热平衡得:

$$\dot{q}_3(n) = -k_{pi} \left(\frac{\partial T_p}{\partial y} \right)_{y=0} + k_s \left(\frac{\partial T_s}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (4-11)$$

由外螺杆内表面与内螺杆固相摩擦时所消耗的能量便可计算外螺杆内表面每单位面积上的热产生速率 $\dot{q}_3(n)$:

$$\text{其中: } \dot{q}_3(n) = \pi D_{b2} n_2 f_{b2} p_2 \frac{\sin \phi_{b2}}{\sin(\theta_2 + \phi_{b2})} \quad (4-12)$$

式中, D_{b2} — 内螺杆直径;

n_2 — 内螺杆转速;

p_2 — 内螺杆的轴向压力值;

f_{b2} — 内螺杆物料与机筒的摩擦系数;

ϕ_{b2} — 内螺杆顶部螺纹升角;

θ_2 — 内螺杆固相牵引角;

将方程 (4-11) 化为差分形式:

$$\dot{q}_3(n) = k_{pi} \left[\frac{T_{pi}(0,n) - T_{pi}(1,n)}{\Delta y_2} \right] + k_s \left[\frac{T_s(0,n) - T_s(s,n)}{b_2} \right] \quad (4-13)$$

4.1.4 内螺杆底面的固相温度

以内螺杆底面的固相层为研究对象, 忽略螺棱侧面的摩擦热, 以内螺杆底面的摩擦热为内热源, 因内螺杆可作为等温体, 传出的热量为内螺杆固相带走的热量, 由界面的热平衡得:

$$\dot{q}_4(n) + k_{pi} \left(\frac{\partial T_p}{\partial y} \right)_{y=0} = 0 \quad (4-14)$$

由内螺杆底面与内螺杆固相摩擦时所消耗的能量便可计算内螺杆底面每单位面积上的热产生速率 $\dot{q}_4(n)$ ：

$$\dot{q}_4(n) = \pi D_{b2} n_2 f_{s2} P_2 \frac{\sin \theta_2}{\sin(\theta_2 + \phi_{b2})} \frac{\sin \phi_{b2}}{\sin \phi_{s2}} \quad (4-15)$$

式中， f_{s2} —物料与内螺杆的摩擦系数；

ϕ_{s2} —内螺杆根部螺纹升角；

结合方程（4-7）、（4-10）、（4-13）、（4-14），可得，

机筒内表面固相层的界面温度为：

$$T_{po}(0, n) = \frac{\frac{\Delta y_1 \dot{q}_1}{k_{po}} + T_{po}(1, n) + \frac{k_b \Delta y_1}{k_{pi} b_1} T_b(b, n)}{1 + \frac{k_b}{k_{po}} \frac{\Delta y_1}{b_1}} \quad (4-16)$$

外螺杆底面固相层的界面温度为：

$$T_{pi}(0, n) = \frac{(\dot{q}_2 + \dot{q}_3) \Delta y_2}{k_{pi}} + \frac{T_{po}(k-1, n) - \left(\frac{\Delta y_2}{k_{pi}} (\dot{q}_2 + \dot{q}_3) + \frac{b_2}{k_s} \dot{q}_2 + T_{pi}(1, n) \right)}{\frac{k_{pi}}{\Delta y_2} \frac{\Delta y_1}{k_{po}} + \frac{k_{pi}}{\Delta y_2} \left(\frac{b_2}{k_s} + \frac{\Delta y_2}{k_{pi}} \right)} + T_{pi}(1, n) \quad (4-17)$$

外螺杆内表面固相层的界面温度为：

$$T_s(s, n) = \frac{\frac{\Delta y_2}{k_{pi}} (\dot{q}_2 + \dot{q}_3) + \frac{b_2}{k_s} \dot{q}_2 + T_{pi}(1, n) + \frac{k_{po}}{\Delta y_1} \left(\frac{b_2}{k_s} + \frac{\Delta y_2}{k_{pi}} \right) T_{po}(k-1, n)}{1 + \frac{k_{po}}{\Delta y_1} \left(\frac{b_2}{k_s} + \frac{\Delta y_2}{k_{pi}} \right)} \quad (4-18)$$

内螺杆底面固相层的界面温度为：

$$T_{pi}(k, n) = \frac{\dot{q}_4 \Delta y_2}{k_{pi}} + T_{pi}(k-1, n) \quad (4-19)$$

从方程（4-6）、（4-8）、（4-12）及（4-15）可以看出，固相与螺杆、机筒之间的摩擦热速率均正比于固体输送段的压力和摩擦系数，并和固相与机筒、螺杆间的相对速率有关。由第三章理论分析知，固体输送段存在极限压力值，因此也存在相对应的极限温度值，即在固体输送段开始处，固体床与机筒的界面温度最低，压力最小，而在固体输送段末端固相温度最高，压力也达到最大值。

由于固相与机筒产生的摩擦热远大于与螺杆底面和螺杆侧面的摩擦热,当牵引角比较小时,固体床与机筒摩擦热能达到整个发热量的 95%左右^[21]。因此,在分析计算时,可忽略固相与螺杆底面和螺杆侧面的摩擦热。在下面的分析中忽略内螺杆底面固相层的界面温度,重点分析机筒内表面的固相层、外螺杆底面的固相层和外螺杆内表面的固相层三处的界面温度。

4.2 固相温升的计算模式

为求解方便^[21],规定 $\alpha_s \frac{\Delta t}{\Delta y^2} = \frac{1}{2}$, 方程 (4-2) 可化为:

$$T_p(k, n+1) = \frac{1}{2} (T_p(k+1, n) + T_p(k-1, n)) \quad (4-20)$$

计算方法采用文献^[21]中介绍的有限差分数值法。从方程 (4-20) 可以看出, $(n+1)$ 时间、 k 层的温度应等于前一截面 (n) 时间、 $(k+1)$ 层和 $(k-1)$ 层温度的平均值,如图 4-3 所示。具体计算时,假定料斗底部压力 $p(n) = p_0$ 已知,而且认为料斗底部外螺杆和内螺杆起始螺槽各层温度不变,并等于室温 T_0 , 即 $T_{pi}(k, n) = T_{po}(k, n) = T_0$ 。然后计算下一位置,即 Δz 距离后的第 k 层温度 $T_{pi}(k, n+1)$ 、 $T_{po}(k, n+1)$ 和压力 $p_i(n+1)$ 、 $p_o(n+1)$ 。此时采用了反复迭代,即先假定一个初始温度 $T_{pi}(0, n+1)$ 、 $T_{po}(0, n+1)$ 和压力 $p_i(n+1)$ 、 $p_o(n+1)$,再计算 n 和 $(n+1)$ 两点的温度和压力的平均值,根据温度和压力的平均值计算该位置的摩擦系数和密度值。根据这些数值以及螺杆参数计算此位置的的压力,再计算此位置的界面温度。将计算出的数值与原来的假设值对比,如果相差较大,则用新计算的数值作为假设值,重新按上述方法计算,一直到计算结果收敛为止,然后计算下一截面的温度、压力。图 4-2 为嵌套螺杆式新型挤出机的固相温升的计算模式,图 4-3 为嵌套螺杆式新型挤出机的固相温升计算程序流程图。

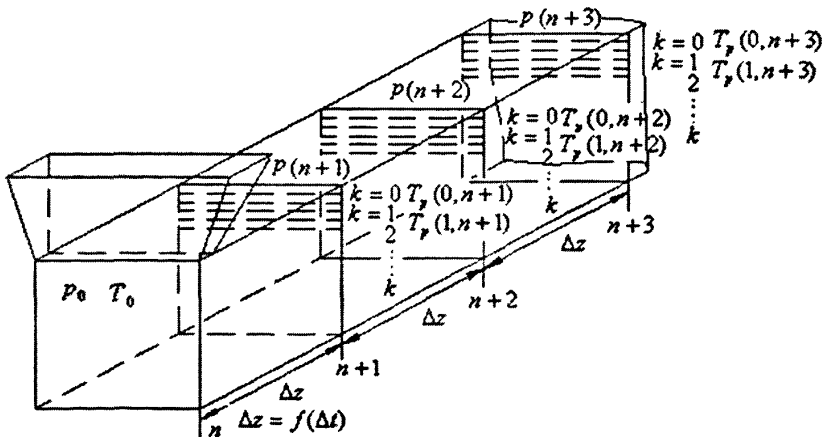


图 4-2 嵌套螺杆式新型挤出机的固相温升计算模式

Fig.4-2 Calculation model of solids state temperature of the nested screw novel extruder

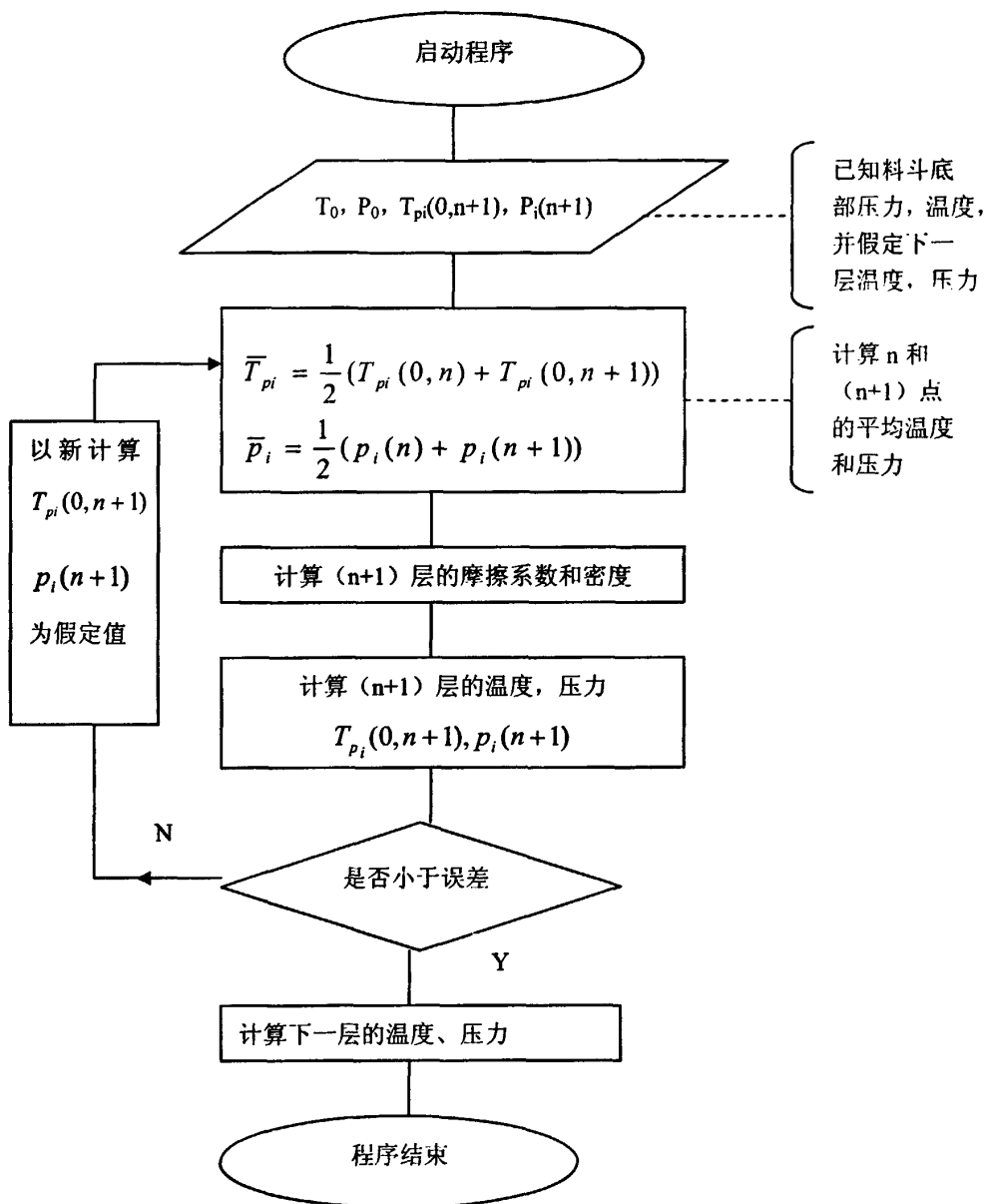


图 4-3 嵌套螺杆式新型挤出机的固相温升计算程序流程图

Fig.4-3 Flow chart of the program of solids state temperature for the nested screw novel extruder

4.3 物料摩擦系数的确定

文献^[119]根据 Chung^[120]介绍的原型机研制了一台固相摩擦实验机, 并在速度 $v = 0.119\text{m/s}$, 压力 $p = 0.545\text{MPa}$ 的条件下, 测定了低密度聚乙烯 (LDPE)、高密度聚乙烯 (HDPE)、聚氯乙烯 (PVC) 的摩擦系数随温度 T 的变化关系, 其中所选物料 LDPE: 北京前进化工厂, 玻璃化温度 $-120 \sim -125^\circ\text{C}$, 熔点 $105 \sim 125^\circ\text{C}$; HDPE, 北京

前进化工厂，玻璃化温度-120~-125℃，熔点 105~137℃；PVC，齐鲁石化，玻璃化温度在 145℃以上。本文引用了文献^[119]的实验结果，并对其实验结果进行了曲线回归，如图 4-4。

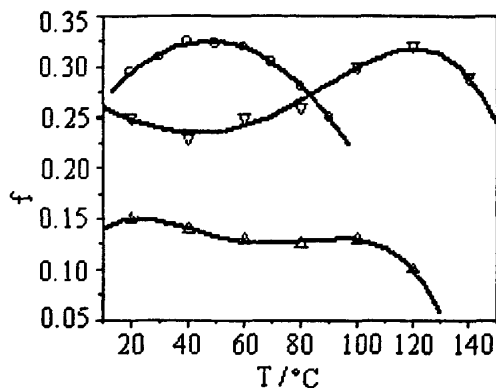


图 4-4 LDPE, HDPE 和 PVC 的摩擦系数随温度的变化规律^[119]

○—实验值, LDPE; △—实验值, HDPE; ▽—实验值, PVC; 实线—回归曲线

Fig. 4-4 Friction coefficients versus temperature of LDPE, HDPE and PVC

○—experimental value of LDPE, △—experimental value of HDPE,

▽—experimental value of PVC, real curves—fitted curves

LDPE 的摩擦系数随温度的变化近似符合二次回归方程，回归方程为：

$$f_1(T) = 0.2341 + 0.00395T - (4.1667 \times 10^{-5})T^2 \quad (4-21)$$

HDPE 的摩擦系数随温度的变化近似符合三次回归方程，回归方程为：

$$f_2(T) = 0.1894 - 0.00259T - (3.86 \times 10^{-5})T^2 + (1.9315 \times 10^{-7})T^3 \quad (4-22)$$

PVC 的摩擦系数随温度的变化近似符合四次回归方程，回归方程为：

$$f_3(T) = 0.2714 - 0.00104T - (1.4583 \times 10^{-5})T^2 + (5.6187 \times 10^{-7})T^3 - (2.8409 \times 10^{-9})T^4 \quad (4-23)$$

4.4 分析和讨论

4.4.1 模型对比

为研究螺杆离心力和物料的压缩性对固相界面温度的影响，并验证本文模型的正确性，本文利用 Tadmor-Broyer 提供的实验数据^[21]，计算了单螺杆挤出机加工物料为 LDPE 的固相界面温度分布和压力分布，并和 Tadmor-Broyer 模型作了对比，如图 4-5。其中曲线 1 和曲线 2 分别是按 Tadmor-Broyer 模型计算的温度和压力曲线，曲线 3 和曲线 4 分别是按本文模型计算的温度和压力曲线。两模型均假设物料与螺杆的摩擦系数等于与机筒的摩擦系数。为方便对比，两模型均采用英制单位。

从图 4-5 中的曲线 1 和曲线 2 可以看出，当不考虑螺杆离心力和物料压缩性时，

在最初的两个螺距内固相温度和压力分布基本上保持恒定，然后逐渐升高直到 4.5 倍的螺槽距离，此后，将急剧升高，并达到极限值，对应的温度和压力值分别为 230°F 和 750psi。当考虑螺杆离心力和物料压缩性时，对应的界面温度和压力分布如曲线 3 和曲线 4 所示，在最初的两个螺距内温度和压力分布基本上是逐渐线性增加的，然后急剧升高直到 4 倍的螺距，随后将缓慢增加，在固体输送段末端分别达到 230°F 和 370psi。对比可以看出，当考虑物料的离心力和可压缩性时，计算结果比 Tadmor-Broyer 模型较合理。

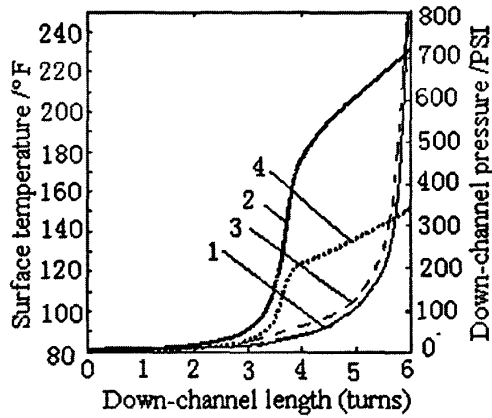


图 4-5 不同模型下固相表面温度和压力分布

1-温度分布, Tadmor-Broyer 模型; 2-压力分布, Tadmor-Broyer 模型;
3-温度分布, 本文模型; 4-压力分布, 本文模型

Fig.4-5 Pressure and solids state surface temperature profiles using different models

1-temperature calculated using Tadmor-Broyer model, 2-pressure calculated using Tadmor-Broyer model,
3-temperature calculated using present model, 4-pressure calculated using present mode

4.4.2 实验验证

为评价本文建立的二维非等温固相温度模型的正确性，分别用不同的单螺杆挤出机对加工物料分别为 PVC 和 HDPE 的固相温度进行了实验分析。挤出机的结构参数和对应的加工物料的物理参数如表 4-1 所示。实验测试仪器有红外激光测温仪 (MSPro)，德国欧普士。

表 4-1 实验参数

Table 4-1 Parameters of the experiments

	材料	螺杆直径 D/mm	固体段槽深 H ₁ /mm	固体段长度 L/mm	螺纹升角 deg	机筒壁厚 b/mm	转速 r/min	物料热导率 W/m·K	初始压力 MPa	初始温度 °C
实验一	PVC	90	7	5.5D	17.67	40	30	1.16 × 10 ⁻⁷	0.098	27
实验二	HDPE	30	3.5	6D	17.67	20	30	1.8 × 10 ⁻⁷	0.098	27

4.4.2.1 实验一

加工物料为 PVC, 型号: SG-5, 齐鲁石化生产, PVC 的热扩散系数为 $0.19 \text{ W/m}\cdot\text{K}$, 热传导率为 $1.16 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$, PVC 的摩擦系数随温度的变化规律近似采用式 (4-23) 所示的回归方程。挤出机直径为 90mm , 实验装置如图 4-6 所示, 其它参数如表 4-1 所示。在机筒位置约 $L=4.5D$ 处布置有热电偶, 热电偶插入位置较深, 可近似认为所测得温度为机筒内表面的温度。

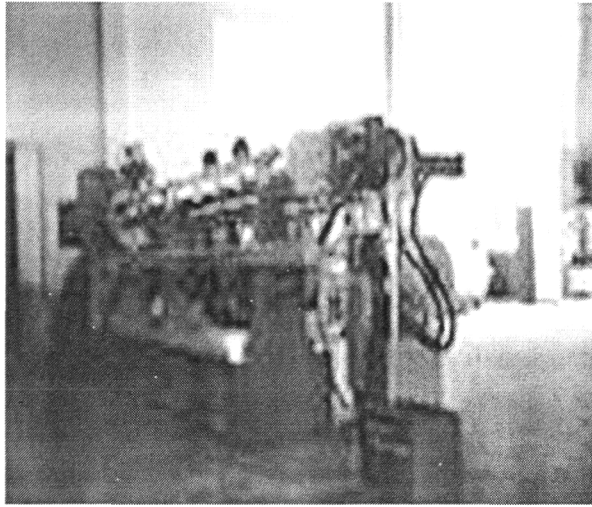


图 4-6 SJ-90×25 型单螺杆实验挤出机

Fig.4-6 SJ-90×25 single screw experimental extruder

机筒温度设置分别为 100°C 和 110°C 时固体输送段机筒内表面的固相温度的模拟值和实验结果如图 4-7 所示。从图中可以看出在 $L=4.5D$ 处, 计算值为 160°C , 实验值为 156°C , 计算值略高于实验值。这是因为固体输送段的压力计算值偏大, 导致摩擦热的计算值偏高。从图 4-7 中也可以看出, 当机筒分别为 100°C 和 110°C 时, 在固体输送段末端 $4.5D$ 处, 机筒内表面温度的计算值比较接近, 而实验值也比较接近, 说明本文建立的二维非等温固相温度模型能基本反映挤出过程的固相温度分布。

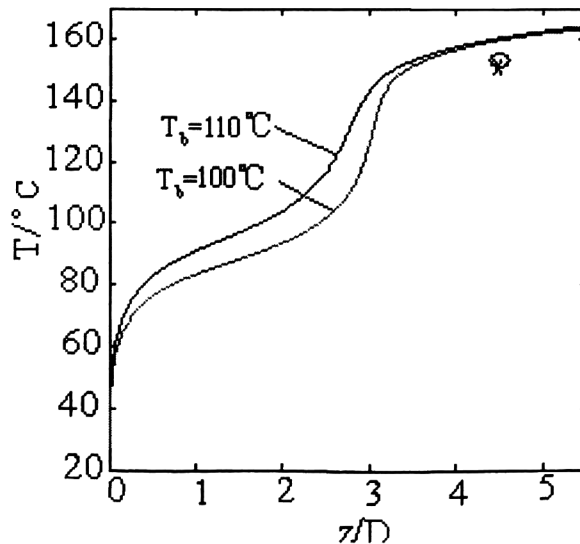


图 4-7 PVC 固相界面温度沿轴向分布

○—实验值 ($T_b=110^{\circ}\text{C}$); ×—实验值($T_b=100^{\circ}\text{C}$)

Fig.4-7 Solid state interface temperature distributions of PVC along axial distance

○—experimental value ($T_b=110^{\circ}\text{C}$; ×—experimental value($T_b=100^{\circ}\text{C}$)

4.4.2.2 实验二

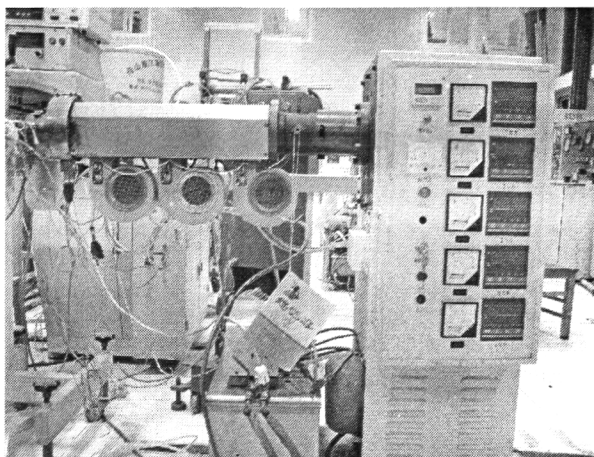


图 4-8 SJ-30×25 型单螺杆实验挤出机

Fig.4-8 SJ-30×25F single screw experimental extruder

加工物料为 HDPE，型号 5000S，北京燕山石化有限公司生产，HDPE 的热扩散系数为 $0.33 \text{ m}^2/\text{s}$ ，热传导率为 $1.8 \times 10^{-7} \text{ W/m}\cdot\text{K}$ 。实验用挤出机直径为 30mm，实验装备如图 4-8 所示，其它参数如表 4-1 所示。挤出机加热区分为三区：即固体输送区，熔融区和熔体输送区，设定温度分别为 143°C ， 143°C 和 170°C ，螺杆转速为 30r/min，分别在 5D、10D、15D 的机筒处设置有热电偶，并分别记为热电偶 1、热电偶 2 和热电偶 3。热电偶插入较深，所测温度可近似为机筒内表面的温度。加料口处无加热，待挤出稳定且机筒风机关闭的情况下，固体输送区和熔融区热电偶测得的温度变化如图 4-9 所示。

从图 4-9 可以看出，热电偶 1 在前五分钟内温度由 144°C 升高到 146°C ，此后一直保持在 145°C ，而熔融段热电偶 2 温度一直保持在 143°C ，在后面 5 分钟内略有下降。因固体输送段和熔融段的设定温度均为 143°C ，熔融段热电偶 2 实际测得的温度也低于固体输送段热电偶的温度，说明不会有热量从熔融段传给固体输送段，而固体输送段固相温度升高的这部分热量完全来自物料的摩擦热。实验也观察到当挤出稳定时，固体输送段热电偶测得的温度均大于设定温度，此时加热器是断开的，说明固体输送段物料的摩擦热完全可满足固体输送段所需的热量。以机筒设定温度 143°C 为计算参数，利用本文的非等温模型可计算机筒内表面的固相温度（如图中符号 \triangle 所示），计算值为 145.8°C 。

分别以固体输送段热电偶 1 测得的瞬时温度为机筒温度，利用本文的二维非等温模型计算机筒内表面的固相温度，计算结果如图 4-9 中的符号 ∇ 所示。从图中可以看

出，计算值比热电偶测得的测量值高约 3°C 。因热电偶实际测量的是机筒的温度，而且聚合物的热传导性能较差，机筒内表面物料的温度必然大于机筒的温度。

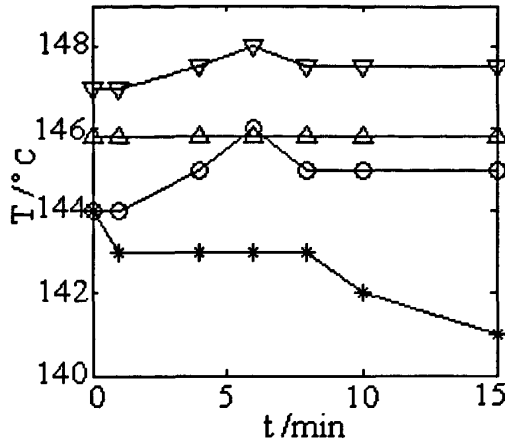


图 4-9 HDPE 的固相界面温度随时间的变化曲线

▽-以热电偶 1 的测量值为参数计算的固相温度值；○-热电偶 1 的测量值；
△-机筒温度为 143°C 时计算的固相温度值；*-热电偶 2 的测量值

Fig.4-9 Solids state interface temperature change of HDPE versus time

▽-calculated temperature corresponding to the measured values of the first thermocouple,
○-measured values by the first thermocouple; *-measured values by the second thermocouple
△-calculated values corresponding to the barrel temperature of 143°C

通过上述实验验证了考虑螺杆离心力和物料压缩性条件下建立的二维非等温固相温度模型的正确性。该模型基本能反映挤出过程固相温度的变化规律，计算值和实验值较接近。

4.4.3 新型挤出机轴向固相界面温度分布

下面利用在考虑螺杆离心力和物料压缩性条件下建立的二维非等温模型计算新型挤出机内外螺杆的固相温度分布，没有特殊指明时，取物料与螺杆的摩擦系数为机筒摩擦系数的 70%。数值模拟的加工物料为 LDPE，LDPE 摩擦系数与温度的关系如图 4-4 所示，其热传导系数为 $0.24 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ，热扩散系数为 $9.24 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{s}$ ，螺杆初始压力为 0.098 MPa ，初始温度为 27°C ，螺杆几何参数见表 2-1。

4.4.3.1 三个不同界面处的轴向固相界面温度分布

图 4-10 为嵌套螺杆式新型挤出机外螺杆内表面、外螺杆底面和机筒内表面三个不同界面处的固相温度沿螺杆轴向的分布曲线，其中机筒温度 $T_b=27^{\circ}\text{C}$ 。从图中可以看出，上述三界面的固相温度均随螺杆轴向距离的增加而增加。因热量产生的速率正比于压力和摩擦系数，而压力沿螺杆轴向呈指数规律增加。因此，固相界面温度也接近似指数函数的规律增加，一直到固相界面温度达到熔点并出现熔膜为止。因机筒

温度较低, 传导热小, 而摩擦热大, 所以机筒内表面温度也比较低, 外螺杆内表面温度较大, 且大于外表面的温度。又因外螺杆的厚度很小(5mm), 热流密度大, 外螺杆的热传导作用很强烈, 因此外螺杆底面处的固相温度略小于内表面的温度。随温度增高, LDPE 的摩擦系数变小, 从图 4-10 也可推断, 内螺杆有助于降低外螺杆表面的摩擦系数, 有利于提高外螺杆的固体输送能力。

从图 4-10 也可以看出, 在轴向距离约 $z=10D$ 处, 外螺杆的固相界面温度接近 90°C , 内螺杆的固相界面温度为 105°C 左右, 同等条件下外螺杆可以通过提高机筒温度来提高界面温度, 而内螺杆不能。因此, 在挤出机螺杆结构设计时, 内螺杆固体输送段的长度要大于外螺杆固体输送段的长度, 计算结果表明内螺杆在 11 倍螺距处固相界面温度可达到熔点温度。

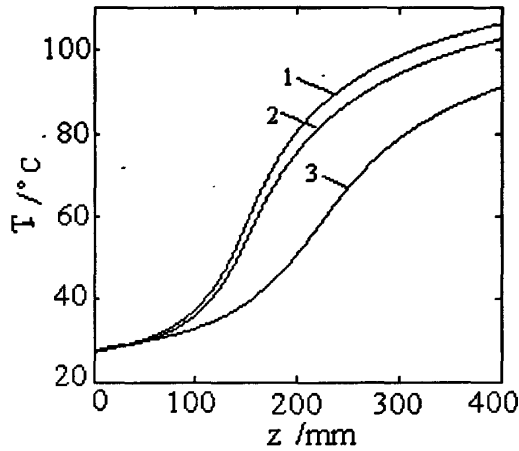


图 4-10 固相界面温度沿螺杆轴向分布曲线($T_b=27^{\circ}\text{C}$, $n=102\text{r/min}$)

1-外螺杆内表面; 2-外螺杆底面; 3-机筒内表面

Fig.4-10 Solids state interface temperature distribution along axial direction($T_b=27^{\circ}\text{C}$, $n=102\text{r/min}$)

1-inner surface of outer screw; 2-bottom of outer screw; 3-inner surface of the barrel

图 4-11 为摩擦系数对外螺杆内外表面固相界面温度分布的影响。从图中可以看出, 固相与外螺杆的摩擦系数越大, 外螺杆底面和内表面的温度越高, 但外螺杆外表面的固相温度总大于内表面的固相温度。因摩擦系数增大, 固相摩擦热增大, 热传导也增强。因压力分布正比于摩擦系数的相对值(f_s/f_b), 相对摩擦系数增大压力分布也增大, 摩擦热也增强。从图 4-11 也可以看出, 固相温度分布对摩擦系数的变化很敏感, 因挤出机实际工作状态下摩擦系数很复杂, 所以挤出机固体输送段的实际的温度分布变化也比较复杂。

固体输送段的压力分布和固相温度分布都与螺杆和机筒的摩擦系数密切相关, 但是研究表明, 压力依赖于螺杆摩擦系数和机筒摩擦系数的相对值, 而温度分布依赖于摩擦系数的绝对值, 即机筒和螺杆摩擦系数的绝对值。

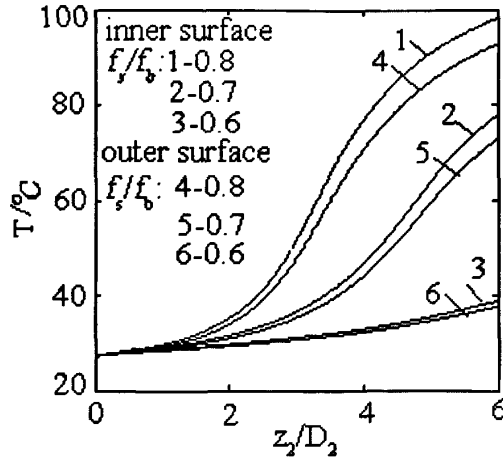


图 4-11 摩擦系数对外螺杆内外表面轴向固相界面温度的影响

Fig.4-11 Effect of friction coefficient on solids state interface temperature distribution along axial direction of inner surface and outer surface of outer screw

4.4.3.2 外螺杆轴向固相界面温度分布

图 4-12 为在不同的机筒温度条件下，机筒内表面固相温度沿外螺杆轴向的分布曲线。从图中可以看出，当机筒温度较低时，固相表面温度沿螺杆轴向的增长比较缓慢，LDPE 的摩擦系数较大，固相与机筒的摩擦热是主要热源，而机筒的传导热较小，固相温度在外螺杆轴向 $z_1=6D_1$ 处达到 70°C 左右；当机筒温度较高时，固相界面温度沿螺杆轴向的温度分布增长比较迅速，固相温度很快接近机筒温度，因 LDPE 的摩擦系数随固相温度增高而减小，固相与机筒的摩擦热较小，而机筒的传导热是主要热源，固相温度在外螺杆轴向 $z_1=6D_1$ 处已达到 100°C 左右。

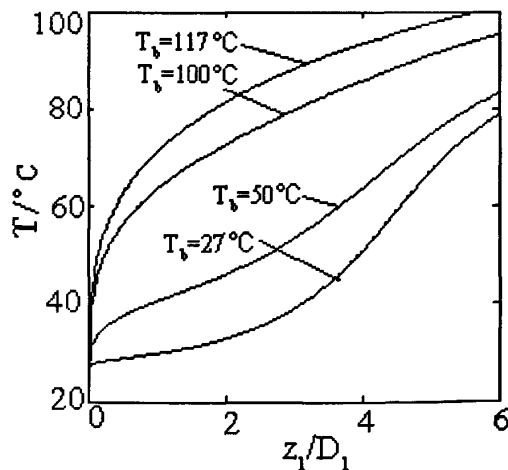


图 4-12 外螺杆固相沿轴向温度分布 ($n_1=102\text{r}/\text{min}$)

Fig.4-12 Solids state interface temperature distribution along axial direction of outer screw ($n_1=102\text{r}/\text{min}$)

从图 4-12 也可以看出,当固相与机筒的摩擦热是主要热源时,固相界面温度曲线的斜率沿轴向逐渐增大,说明机筒温度较低时,固相压力对温度分布的影响比较显著,外螺杆轴向压力梯度较大,如图 4-13 所示;相反,当机筒温度较高时,机筒的热传导作用较大,LDPE 的摩擦系数较小,固相压力梯度较小,所以固相界面温度曲线的斜率沿外螺杆轴向变化不明显。

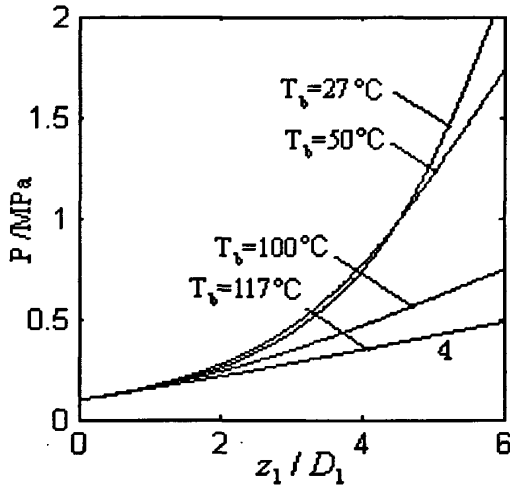


图 4-13 机筒温度对外螺杆轴向压力分布的影响

Fig.4-13 Effect of barrel temperature on the pressure of outer screw

从图 4-13 也可以看出,机筒温度较低时的外螺杆轴向压力分布要高于机筒温度较高时的情况,沿轴向距离增加趋势越明显。这是因为固相温度和压力分布是相互影响的,机筒温度越高,LDPE 与机筒的摩擦系数越低,不利于压力梯度的建立,因此外螺杆轴向压力分布较低。所以,在固体输送段通水冷却有利于固体输送段压力梯度的建立,有利于物料的进一步压实。而且,若能较早地在固体输送段形成较高的压力,熔融起始点的位置也可提前,这也是冷却机筒在加料段产生较高压力的原因,这对于提高固体输送流率和稳定挤出质量很有利。

加料段的主要作用是产生足够稳定的压力,保证稳定的固体输送并将分界面上的塑料预热到熔融所需的温度,因此加料段的长度要确保加料段结束时分界面上的塑料基本被预热到熔融温度。从本文的非等温模型计算结果分析,当机筒温度 $T_b=27^\circ\text{C}$ 时,外螺杆固相在 $z_1=562\text{mm}$ 处(约 $11D_1$)界面温度达到熔点;而在 $T_b=117^\circ\text{C}$ 时,外螺杆固相在 $z_1=256\text{mm}$ 处(约 $5.1D_1$)界面温度达到熔点。因为挤出机固体输送段的设计长度是一定的,所以必须根据被加工聚合物的种类,选择合适的固体输送段温度,若温度过低,在有限的固体输送段长度内不能将分界面上的塑料预热到熔融所需的温度;若温度过高,会过早的将分界面上的塑料预热到熔融所需的温度,从而不能形成足够的稳定的压力,物料不能充分的压实,影响塑料的熔融塑化效果。

4.4.3.3 螺杆转速对轴向固相界面温度的影响

图 4-14 为外螺杆转速 n_1 对机筒内表面固相界面温度的影响。从图 4-14 可以看出，外螺杆不同转速下机筒内表面的固相界面温度的分布基本相同。但外螺杆转速较高时，固相界面温度分布要大于外螺杆转速较低的情况，这是因为当外螺杆转速提高时，机筒的摩擦热增加，相应机筒单位面积上的产热速率也增加。同时，压力分布也会影响机筒摩擦热。

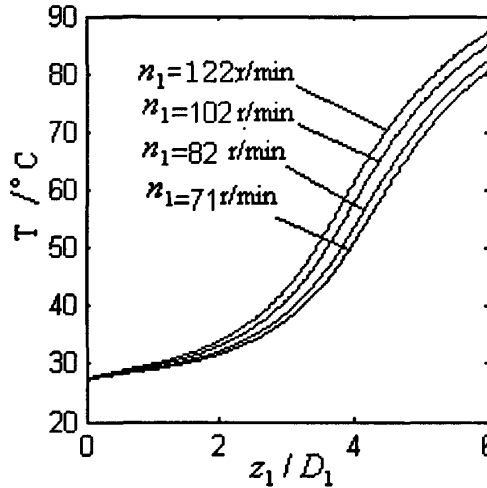


图 4-14 外螺杆转速 n_1 对机筒内表面固相轴向温度分布的影响 ($T_b=27^\circ\text{C}$)

Fig.4-14 Effect of outer screw speed n_1 on solids interface temperature of barrel internal surface ($T_b=27^\circ\text{C}$)

外螺杆转速 n_1 对外螺杆轴向压力分布的影响如图 4-15 所示。从图 4-15 可以看出，当外螺杆转速提高时，轴向压力分布略有下降。这是因为当螺杆转速提高时，摩擦热增大，界面温度增大，导致 LDPE 与外螺杆和机筒的摩擦系数均减小。图 4-15 也说明外螺杆转速改变时，轴向压力分布对固相界面温度的影响不明显。

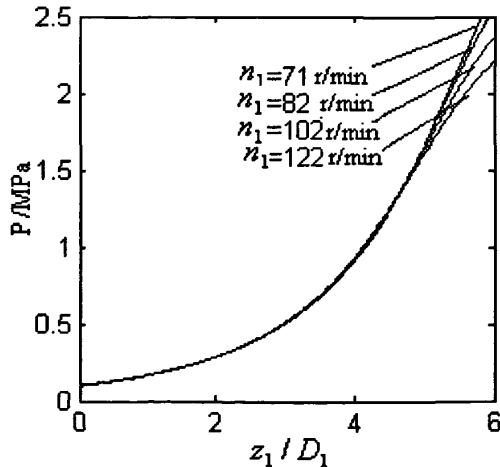


图 4-15 外螺杆转速 n_1 对外螺杆轴向压力分布 P 的影响

Fig.4-15 Effect of outer screw rotational speed n_1 on the pressure distribution P of outer screw

图4-16为内螺杆转速 n_2 对外螺杆底面和内表面的固相界面温度的影响。从图4-16可以看出，内螺杆不同转速下，外螺杆内表面的固相界面温度均大于外螺杆底面处的固相界面温度，而且外螺杆底面和内表面的固相界面温度均随内螺杆转速的增大而增大。从方程(4-12)可以看出，内螺杆轴向热量产生的速率与压力成正比，但从图4-17内螺杆转速对内螺杆轴向压力的影响可以看出，内螺杆转速增加，内螺杆轴向压力分布略有减小，而外螺杆内表面的固相界面温度反而增大，这是因为螺杆转速提高后，内螺杆轴向界面温度增大，LDPE的摩擦系数随温度增大而减小，因此压力反而降低，这种趋势在内螺杆固体输送段末端更明显。

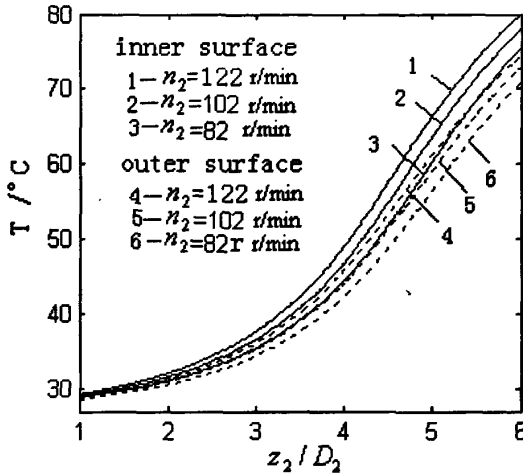


图 4-16 内螺杆转速 n_2 对外螺杆底面和内表面固相界面温度的影响

Fig.4-16 Effect of inner screw speed n_2 on solids state interface temperatures of outer screw bottom and outer screw inner surface

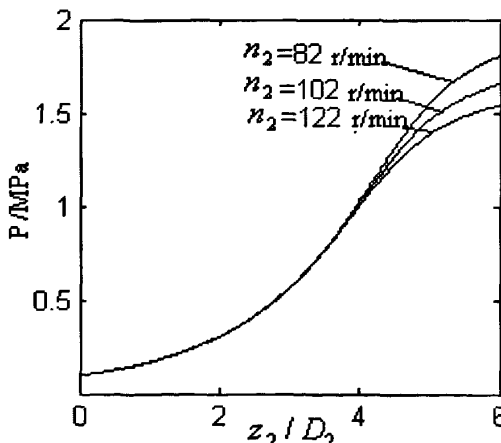


图 4-17 内螺杆转速 n_2 对内螺杆压力分布 P 的影响

Fig.4-17 Effect of inner screw rotational speed n_2 on the pressure distribution P of inner screw

文献^[119]中的实验结果和本文的理论分析相一致，即螺杆转速增大，固体输送段末端的压力值反而降低。

4.4.4 新型挤出机槽深方向固相温度分布

图 4-18(a)和(b) 分别为内外螺杆固相温度在不同轴向位置处沿槽深方向的分布曲线。从图 4-18 可以看出,沿槽深方向,内外螺杆不同轴向位置处热量传入的深度都只有 1mm 左右,沿轴向距离增大,槽深方向热量传入的深度略有增大。这是因为塑料是热的不良导体,LDPE 导热系数只有 0.24 W/m·K,热扩散系数也非常小,这不利于界面热量向固相内部的传递和扩散,因此槽深方向绝大多数深度的塑料温度只能维持在室温 27℃。从图 4-18(b)也可以看出,由于机筒内表面的固相摩擦热和外螺杆内表面的固相摩擦热的共同作用,外螺杆固相上表面和下表面均有热量传递,由于机筒内表面的固相摩擦热作用比较大,外螺杆上表面的固相界面温度总大于下表面的固相界面温度。

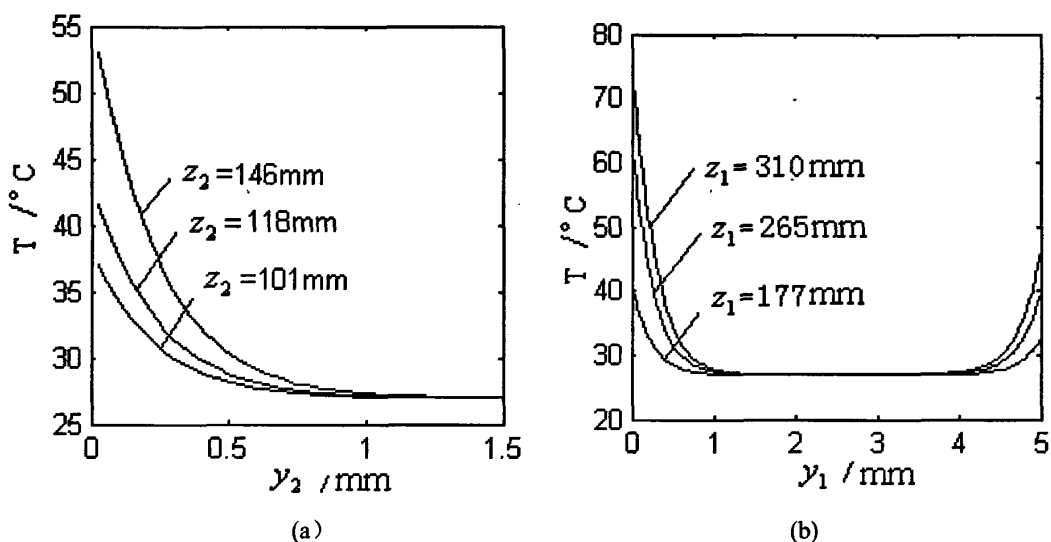


图 4-18 内外螺杆槽深方向固相温度分布

(a) 内螺杆 ($n_2=102\text{r/min}$); (b) 外螺杆 ($T_b=27^{\circ}\text{C}$)

Fig.4-18 Solids state temperature distribution down channel depth of inner screw and outer screw

(a) inner screw ($n_2=102\text{r/min}$); (b) outer screw ($T_b=27^{\circ}\text{C}$)

图 4-19 为内螺杆转速 n_2 对内螺杆槽深方向固相温度分布的影响。从图中可以看出,随内螺杆转速增加,内螺杆固相界面温度增大,热量传入槽深方向的深度也略有增加,但这种趋势不明显。影响槽深方向热量传递的主要因素是压力,压力越大,固相压的越实,越有利于热量的传递,但转速对压力分布的影响不明显,如图 4-17 所示,所以转速对内螺杆槽深方向热量传递深度的影响亦不明显。

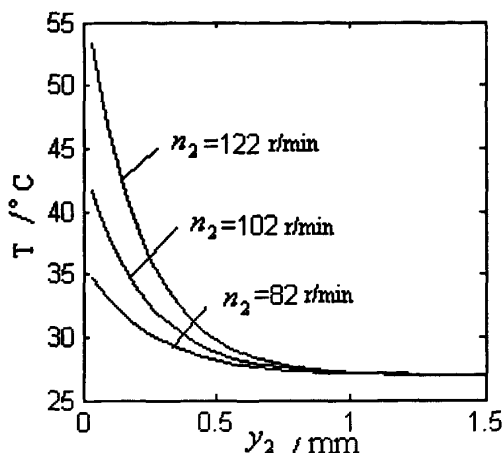


图 4-19 内螺杆转速对内螺杆槽深方向固相温度分布的影响($z_2=118\text{mm}$)

Fig.4-19 Effect of inner screw speed on solids state temperature distribution along inner screw channel depth direction ($z_2=118\text{mm}$)

图 4-20 为不同的机筒温度条件下，外螺杆固相温度沿槽深方向的分布曲线。从图中可以看出，当机筒温度较高时，热量传入外螺杆固相的深度较大。但外螺杆固相下表面不受机筒温度的影响，因此外螺杆固相下表面的温度不变。

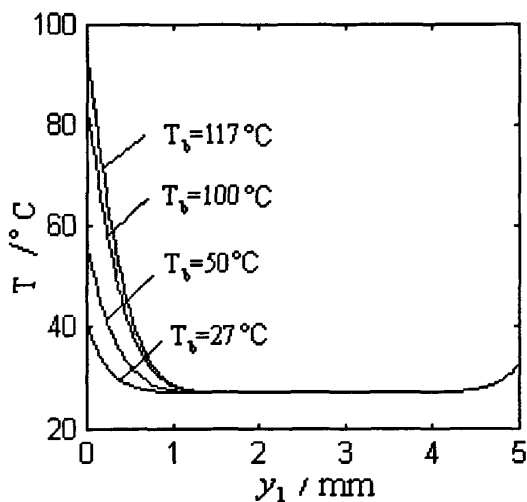


图 4-20 机筒温度对外螺杆槽深固相温度的影响($z_1=177\text{mm}$)

Fig.4-20 Effect of barrel temperature on solids state temperature distribution down channel depth of outer screw ($z_1=177\text{mm}$)

从图 4-18 和 4-20 也可以看出，在不同的工艺条件下，沿内外螺杆轴向各截面热量传入固相的深度都只有在 10%~20% 槽深的范围内。

4.5 本章小结

- 1) 构建了嵌套螺杆式新型挤出机固体输送段的二维非等温固相温度模型。利

用有限差分数值方法分别求解了嵌套式螺杆新型挤出机的机筒内表面、外螺杆底面和外螺杆内表面三个不同界面处的固相温度分布。

2) 分别通过与 Tadmor-Broyer 模型对比和在不同直径单螺杆挤出机不同物料体系的实验分析, 验证了本文建立的二维非等温固相温度模型的合理性。

3) 分析和研究了嵌套螺杆式新型挤出机内外螺杆固相温度沿螺杆轴向的分布, 并分别讨论了机筒温度、螺杆转速、摩擦系数和压力分布对固相界面温度的影响。研究表明: 内外螺杆的固相界面温度沿轴向均接近似指数函数的规律增加, 外螺杆固相上表面的界面温度大于下表面的界面温度; 机筒温度和螺杆转速对固相界面温度及压力分布具有较大影响, 机筒温度较高, 固相界面温度增长比较迅速, 轴向压力梯度分布较小; 外螺杆转速增大, 固相界面温度增大, 但固体输送段末端的压力值反而降低; 内外螺杆固相界面温度分布正比于摩擦系数的绝对值。研究结果还表明: 界面温度达到熔点时, 内螺杆固体输送段的长度要大于外螺杆固体输送段的长度, 外螺杆在约 $z_1=5.1D_1$ 处固相界面温度达到熔点温度, 内螺杆在 $z_2=11D_2$ 处固相界面温度达到熔点温度。

4) 分析和探讨了嵌套螺杆式新型挤出机内外螺杆固相温度沿槽深方向的分布, 并分别考查了机筒温度和螺杆转速对槽深方向固相温度的影响。研究表明: 外螺杆槽深方向固相上下表面均有热量传递, 内螺杆的固相摩擦热有助于降低外螺杆底面的摩擦系数和提高外螺杆的固体输送能力; 随轴向距离增大, 沿槽深方向热量传入的深度略有增大, 随内螺杆转速增加, 热量传入槽深方向的深度也略有增加, 但内外螺杆槽深方向热量传入固相的深度都只有在 15%~20% 槽深的范围内。研究结果对于正确制定螺杆几何参数和科学设定挤出工艺参数具有理论指导意义。

第五章 新型挤出机的熔体输送模型

普通单螺杆挤出机熔体输送的理论分析多采用附有挡板的平行平板模型,假设螺杆静止机筒旋转,并忽略了螺棱的作用。但是,真实的挤出过程是螺杆旋转机筒静止,熔体沿螺槽速度分布不是恒定,而且是槽深的函数,螺杆根径表面的实际速度为 $R_s \omega$ (R_s 为螺杆根部半径, ω 为螺杆旋转角速度),对物料起到拖曳作用的也是螺杆根径表面, Choo et al.^[121], McCarthy et al.^[122] 和 Li et al.^[123] 的实验研究均表明了这一点。此外,螺棱的正向推力置换流动对熔体输送也有重要影响, Campbell et al.^[104], Y.Li et al.^[124] 以及 Yu et al.^[125] 等都观察到了这一点。近年来,随着有限元和有限差分技术的发展,更多学者借助数值模拟分析复杂非牛顿流体和非等温熔体的流动情况,如, K. Wilczynski^[126], M.H.R. Ghoreishy^[127,128]等,但是这些模型也多分析了机筒拖曳流,而对螺棱的正向推力置换流动和具有实际边界条件的螺杆拖曳流的分析较少。

1992年, Campbell et al.^[104]介绍了一种特殊的实验挤出机以验证熔体输送的拖曳流动。这种实验挤出机的特点是螺杆轴和螺棱是独立的,机筒、螺棱及螺杆轴可分别驱动,这样可使机筒、螺棱及螺杆轴单独旋转或者使其中两个结合同时旋转,机筒为透明式。Campbell et al.分别对机筒旋转、螺杆轴旋转和螺棱旋转情况下的熔体拖曳流动进行了实验研究,但是并没有建立相应的物理模型和数学模型。而且, Campbell 的实验装置仅是一段螺杆熔体泵,与真实的挤出过程有较大区别。

本章在 Campbell 实验研究的基础上,重点以嵌套螺杆式新型挤出机的内螺杆和外螺杆内腔组成的内挤出系统为研究对象,对内螺杆熔体输送段的真实挤出过程建立相应的物理模型和数学模型。该模型考虑螺棱的作用,并把内螺杆的作用等效为内螺杆轴的拖曳作用和内螺杆螺棱的正向推力置换作用。分析讨论嵌套螺杆式新型挤出机内螺杆熔体输送段的熔体速度、体积流率、等速线分别及横向流动等,并进行实验研究。

5.1 物理模型

嵌套螺杆式新型挤出机内螺杆熔体输送的物理模型如图 5-1 所示。假定熔体输送段螺槽宽为 W , 槽深为 H_3 , 外螺杆转速为 n_1 , 角速度为 ω_1 , 内螺杆转速为 n_2 , 角速度为 ω_2 。将内螺杆底面和外螺杆内表面分别展开两个平面,两平面和螺棱构成槽式模型。内螺杆底面展开平面的拖曳速度为 $V_{sc} = -R_{s2}\omega_2$, 其中 $R_{s2} = D_{s2}/2$, 螺棱的推力置换速度为 $V_{sf} = (R_{s2} + y)\omega_2$, 外螺杆内表面展开平面的拖曳速度为 $V_b = R_{b2}\omega_1$, 其中 $R_{b2} = D_{b2}/2$ 。各速度与螺棱夹角分别为 ϕ_{s2} , $\bar{\phi}_2$, ϕ_{b2} 。

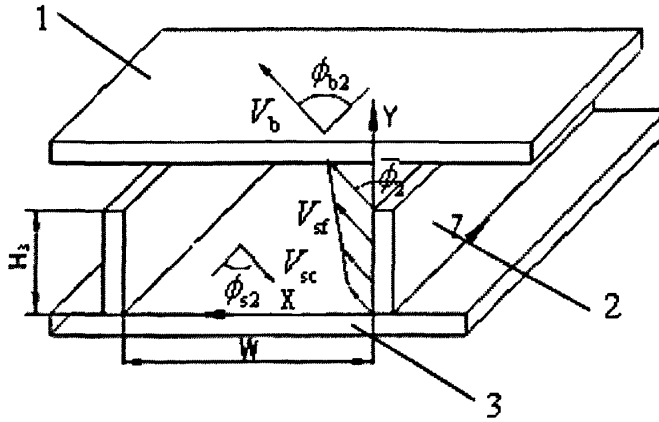


图 5-1 嵌套螺杆式新型挤出机内螺杆熔体输送段的物理模型
1-外螺杆内表面展开平面；2-螺棱；3-内螺杆底面展开平面

Fig.5-1 Physical mode in the melt conveying zone of inner screw of the novel screw extruder
1-plane of inner surface of outer screw ; 2-screw flight; 3- plane of inner screw bottom

5.2 数学模型

5.2.1 基本假设

- (1) 熔体为等温不可压缩的均匀的牛顿流体，层流状态；
- (2) 流动为稳态；
- (3) 流速不随 z 变化；
- (4) 由于是无限延展的平行平板，且全部被熔体充满，则 $\frac{\partial V_x}{\partial x} = 0$ ；
- (5) 忽略熔料 y 方向的流动，即 $V_y = 0$ ；
- (6) 略去重力等质量力的影响；
- (7) 将内螺杆等效为螺棱和内螺杆轴两部分的作用。

5.2.2 模型求解

根据上述基本假设，可将纳维尔—斯托克斯方程简化为：

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \eta \left(\frac{\partial^2 V_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial y^2} \right) \quad (5-1)$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} \quad (5-2)$$

式中： η —黏度；

p — 压力;

V_z — 熔体沿螺槽方向的流动速度;

V_x — 熔体横向流动速度;

根据物理模型和基本假设, 内螺杆熔体沿螺槽方向的流动速度由三部分组成: 内螺杆轴展开平面的反向拖曳速度分量 $V_{z1}(x, y)$, 内螺杆螺棱的正向推力置换速度分量 $V_{z2}(x, y)$ 和外螺杆内表面展开表面的正向拖曳速度分量 $V_{z3}(x, y)$, 其中:

$$V_z(x, y) = V_{z1}(x, y) + V_{z2}(x, y) + V_{z3}(x, y) \quad (5-3)$$

根据 Laplace 的迭加性, 可知 (其中 $a+b+c=1$, $b_1+b_2=b$) [124]:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 V_{z1}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_{z2}}{\partial y^2} = \frac{a}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \\ \frac{\partial^2 V_{z2}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_{z3}}{\partial y^2} = \frac{b}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \\ \frac{\partial^2 V_{z3}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_{z3}}{\partial y^2} = \frac{c}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \end{cases} \quad (5-4)$$

各方程对应的边界条件分别为:

$$(1) \quad \frac{\partial^2 V_{z1}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_{z2}}{\partial y^2} = \frac{a}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (5-4a)$$

边界条件:

$$\begin{aligned} V_{z1}(x, H_3) &= 0 \quad (0 < x < W); \quad V_{z1}(x, 0) = -R_{s2} \omega_2 \cos \phi_{s2} \quad (0 < x < W); \\ V_{z1}(0, y) &= 0 \quad (0 < y < H_3); \quad V_{z1}(W, y) = 0 \quad (0 < y < H_3); \end{aligned}$$

$$(2) \quad \frac{\partial^2 V_{z2}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_{z2}}{\partial y^2} = \frac{b}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (5-4b)$$

边界条件:

$$\begin{aligned} V_{z2}(x, H_3) &= (R_{s2} + H_3) \omega_2 \cos \phi_{b2} \quad (0 < x < W); \quad V_{z2}(x, 0) = R_{s2} \omega_2 \cos \phi_{s2} \quad (0 < x < W); \\ V_{z2}(0, y) &= (R_{s2} + y) \omega_2 \cos \phi_2 \quad (0 < y < H_3); \quad V_{z2}(W, y) = (R_{s2} + y) \omega_2 \cos \phi_2 \quad (0 < y < H_3); \end{aligned}$$

$$(3) \quad \frac{\partial^2 V_{z3}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_{z3}}{\partial y^2} = \frac{c}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (5-4c)$$

边界条件:

$$\begin{aligned} V_{z3}(x, H_3) &= R_{b2} \omega_1 \cos \phi_{b2} \quad (0 < x < W); \quad V_{z3}(x, 0) = 0 \quad (0 < x < W); \\ V_{z3}(0, y) &= 0 \quad (0 < y < H_3); \quad V_{z3}(W, y) = 0 \quad (0 < y < H_3); \end{aligned}$$

采用分离变量法可求得上述问题的解析解^[124]。

方程 (5-4a) 的求解过程如下:

$$\text{假设: } V_{z1}(x, y) = \sum_{i=1}^{\infty} b_i(y) \sin(kx) \quad (5-5)$$

$$\text{由边界条件知: } k = i \frac{\pi}{W} \quad (5-6)$$

$$\text{定义, } b_i(y) = \frac{\int_0^W V_{z1}(x, y) \sin\left(\frac{i\pi x}{W}\right) dx}{\int_0^W \left[\sin\left(\frac{i\pi x}{W}\right)\right]^2 dx} = \frac{2}{W} \int_0^W V_{z1}(x, y) \sin\left(\frac{i\pi x}{W}\right) dx \quad (5-7)$$

$$\text{则: } \frac{2}{W} \int_0^W \frac{\partial^2 V_{z1}}{\partial x^2} \sin\left(\frac{i\pi x}{W}\right) dx = -\left(\frac{i\pi}{W}\right)^2 b_i(y) \quad (5-8)$$

$$\frac{2}{W} \int_0^W \frac{\partial^2 V_{z1}}{\partial y^2} \sin\left(\frac{i\pi x}{W}\right) dx = \frac{d^2 b_i(y)}{dy^2} \quad (5-9)$$

$$\frac{2}{W} \int_0^W \frac{a}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \sin\left(\frac{i\pi x}{W}\right) dx = \frac{a}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \frac{2}{i\pi} (1 - \cos(i\pi)) = \frac{a}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \frac{4}{i\pi} \quad (i=1,3,5,\dots) \quad (5-10)$$

从而把非齐次的偏微分方程转化为常微分方程:

$$\frac{d^2 b_i(y)}{dy^2} - \left(\frac{i\pi}{W}\right)^2 b_i(y) = \frac{a}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \frac{4}{i\pi} \quad (5-11)$$

$$\text{边界条件: } b_i(0) = \frac{2}{W} \int_0^W V_{z1}(x, 0) \sin\left(\frac{i\pi x}{W}\right) dx = -\frac{4R_{s2}\omega_2 \cos\phi_{s2}}{i\pi}$$

$$b_i(H) = \frac{2}{W} \int_0^W V_{z1}(x, H) \sin\left(\frac{i\pi x}{W}\right) dx = 0$$

可得:

$$b_i(y) = -\frac{4R_{s2}\omega_2 \cos\phi_{s2}}{i\pi} \frac{\text{sh}\left(\frac{i\pi(H_3 - y)}{W}\right)}{\text{sh}\left(\frac{i\pi H_3}{W}\right)} + \frac{a}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \frac{4W^2}{(i\pi)^3} \left[\frac{\text{sh}\left(\frac{i\pi(H_3 - y)}{W}\right) + \text{sh}\left(\frac{i\pi y}{W}\right)}{\text{sh}\left(\frac{i\pi H_3}{W}\right)} - 1 \right] \quad (5-12)$$

所以,

$$V_{z1}(x, y) = \sum_{i=1,3,5}^{\infty} \left\{ \frac{-4R_{s2}\omega_2 \cos\phi_{s2}}{i\pi} \frac{\text{sh}\left(\frac{i\pi(H_3 - y)}{W}\right)}{\text{sh}\left(\frac{i\pi H_3}{W}\right)} + \frac{a}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \frac{4W^2}{(i\pi)^3} \left[\frac{\text{sh}\left(\frac{i\pi(H_3 - y)}{W}\right) + \text{sh}\left(\frac{i\pi y}{W}\right)}{\text{sh}\left(\frac{i\pi H_3}{W}\right)} - 1 \right] \right\} \sin\left(\frac{i\pi x}{W}\right) \quad (5-13)$$

同理可以求得 $V_{z2}(x, y)$, $V_{z3}(x, y)$ 的解:

$$V_{z2}(x, y) = \sum_{i=1,3,5}^{\infty} \left\{ \left(\frac{4R_{s2}\omega_2 \cos\bar{\phi}_2}{i\pi} + \frac{b}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \frac{4H_3^2}{(i\pi)^3} \right) \frac{\left[\operatorname{sh}\left(\frac{i\pi x}{H_3}\right) + \operatorname{sh}\left(\frac{i\pi(W-x)}{H_3}\right) \right]}{\operatorname{sh}\left(\frac{i\pi W}{H_3}\right)} - 1 \right\} \frac{b}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \frac{4H_3^2}{(i\pi)^3} \left\{ \sin\left(\frac{i\pi y}{H_3}\right) \right\} \quad (5-14)$$

$$V_{z3}(x, y) = \sum_{i=1,3,5}^{\infty} \left\{ \frac{4R_{b2}\omega_1 \cos\phi_{b2}}{i\pi} \frac{\operatorname{sh}\left(\frac{i\pi y}{W}\right)}{\operatorname{sh}\left(\frac{i\pi H_3}{W}\right)} + \frac{c}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \frac{4W^2}{(i\pi)^3} \frac{\left[\operatorname{sh}\left(\frac{i\pi(H_3-y)}{W}\right) + \operatorname{sh}\left(\frac{i\pi y}{W}\right) \right]}{\operatorname{sh}\left(\frac{i\pi H_3}{W}\right)} - 1 \right\} \sin\left(\frac{i\pi x}{W}\right) \quad (5-15)$$

所以，内螺杆的熔体速度可表示为：

$$V_z(x, y) = V_{z1}(x, y) + V_{z2}(x, y) + V_{z3}(x, y)$$

$$= -R_{s2}\omega_2 \cos\phi_{s2} f_{v1} + (R_{s2} + H_3)\omega_2 \cos\phi_{b2} f_{v1} + (2R_{b2} - H_3)\omega_2 \cos\bar{\phi}_2 f_{v2} + R_{s2}\omega_2 \cos\phi_{s2} f_{v3} + R_{b2}\omega_1 \cos\phi_{b2} f_{v3} + \frac{1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} [(a+c+b_1)W^2 f_{v4} + b_2 H_3^2 f_{v5}] \quad (5-16)$$

其中，

$$f_{v1} = \frac{4}{\pi} \sum_{i=1,3,5}^{\infty} \frac{\sin\left(\frac{i\pi x}{W}\right) \operatorname{sh}\left(\frac{i\pi(H_3-y)}{W}\right)}{i \operatorname{sh}\left(\frac{i\pi H_3}{W}\right)}$$

$$f_{v2} = \frac{2}{\pi} \sum_{i=1,3,5}^{\infty} \frac{\sin\left(\frac{i\pi y}{H_3}\right) \operatorname{sh}\left(\frac{i\pi(W-x)}{H_3}\right) + \operatorname{sh}\left(\frac{i\pi x}{H_3}\right)}{i \operatorname{sh}\left(\frac{i\pi W}{H_3}\right)}$$

$$f_{v3} = \frac{4}{\pi} \sum_{i=1,3,5}^{\infty} \frac{\sin\left(\frac{i\pi x}{W}\right) \operatorname{sh}\left(\frac{i\pi y}{W}\right)}{i \operatorname{sh}\left(\frac{i\pi H_3}{W}\right)}$$

$$f_{v4} = \frac{4}{\pi^3} \sum_{i=1,3,5}^{\infty} \frac{\sin\left(\frac{i\pi x}{W}\right)}{i^3} \left[\frac{\operatorname{sh}\left(\frac{i\pi(H_3-y)}{W}\right) + \operatorname{sh}\left(\frac{i\pi y}{W}\right)}{\operatorname{sh}\left(\frac{i\pi H_3}{W}\right)} - 1 \right]$$

$$f_{v5} = \frac{4}{\pi^3} \sum_{i=1,3,5}^{\infty} \frac{\sin\left(\frac{i\pi y}{H_3}\right)}{i^3} \left[\frac{\operatorname{sh}\left(\frac{i\pi(W-x)}{H_3}\right) + \operatorname{sh}\left(\frac{i\pi x}{H_3}\right)}{\operatorname{sh}\left(\frac{i\pi W}{H_3}\right)} - 1 \right]$$

当 $\frac{H_3}{W}$ 较小时, 取 $a=c=0$, $b=1$ ^[124], 内螺杆的体积流率可表示为:

$$Q_z = \int_0^W \int_0^{H_3} (V_{z1}(x, y) + V_{z2}(x, y) + V_{z3}(x, y)) dx dy \quad (5-17)$$

化简后得:

$$Q_z = \left(-\frac{1}{2} \pi^2 D_{s2}^2 H_3 n_2 \cos \phi_{s2} \sin \phi_{s2}\right) F_{d1} + \left(\frac{1}{2} \pi^2 D_{b2}^2 H_3 n_2 \cos \phi_{b2} \sin \phi_{b2}\right) F_{d1} + \left(\frac{1}{2} \pi^2 D_{s2}^2 H_3 n_2 \cos \phi_{s2} \sin \phi_{s2}\right) F_{d1} +$$

$$\left(\pi^2 \bar{D}_2^2 H_3 n_2 \cos \bar{\phi}_2 \sin \bar{\phi}_2\right) F_{d2} + \left(\frac{1}{2} \pi^2 D_{b2}^2 H_3 n_1 \cos \phi_{b2} \sin \phi_{b2}\right) F_{d1} + \frac{b_1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \left(H_3^4 F_{p1} - \frac{H_3^3 W}{12}\right) + \frac{b_2}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \left(H_3^4 F_{p2} - \frac{H_3^3 W}{12}\right) \quad (5-18)$$

式中: Q_z 一表示内外螺杆反转时内螺杆的产量;

其中,

$$F_{d1} = \frac{16}{\pi^3} \frac{W}{H_3} \sum_{i=1,3,5}^{\infty} \frac{1}{i^3} th \left(\frac{i\pi H_3}{2W} \right)$$

$$F_{d2} = \frac{16}{\pi^3} \frac{H_3}{W} \sum_{i=1,3,5}^{\infty} \frac{1}{i^3} th \left(\frac{i\pi H_3}{2W} \right)$$

$$F_{p1} = \frac{16}{\pi^5} \frac{W}{H_3} \sum_{i=1,3,5}^{\infty} \frac{1}{i^5} th \left(\frac{i\pi H_3}{2W} \right)$$

$$F_{p2} = \frac{16}{\pi^5} \frac{H_3}{W} \sum_{i=1,3,5}^{\infty} \frac{1}{i^5} th \left(\frac{i\pi H_3}{2W} \right)$$

系数 F_{d1} , F_{d2} , F_{p1} 和 F_{p2} 与 H_3/W 的关系如图 5-2 所示。从图中可以看出, 当 H_3/W 较小时 ($H_3/W < 0.1$), F_{d1} 最大, F_{p1} 较大, F_{d2} 和 F_{p2} 最小, 在近似计算时 F_{d2} 和 F_{p2} 可以忽略。但是, 随着槽深的增大, 其影响也增大, 不能忽略。

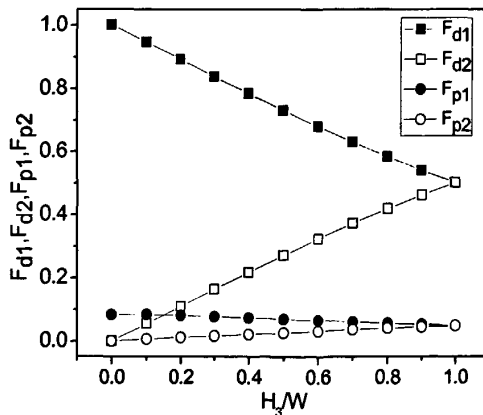


图 5-2 F_{d1} , F_{d2} , F_{p1} , F_{p2} 与 H_3/W 的关系

Fig.5-2 Relationships between F_{d1} , F_{d2} , F_{p1} , F_{p2} and H_3/W

5.3 结果与讨论

5.3.1 与 Campbell 实验值的对比

为验证熔体输送模型的正确性, 本文利用 Campbell 的实验参数^[104]进行了数值计算并和 Campbell 的实验结果进行了对比, 如图 5-3 所示。Campbell 的实验情况如下: 实验一仅螺棱旋转; 实验二是仅螺杆轴旋转, 方向和螺棱方向相同; 实验三是螺棱和螺杆轴同时旋转, 方向相同。计算结果表明, 上述三种情况的熔体输送量均随螺杆转速的提高呈近似线性增加, 计算结果与 Campbell 的实验值比较吻合, 说明本文的槽式模型能正确反映螺杆轴、螺棱和机筒的拖曳流动。从图 5-3 也可以看出, 当螺棱和螺杆轴同时旋转时, 平板模型和本文的槽式模型模拟结果相近, 但是, 平板模型不能模拟螺棱旋转的情况。

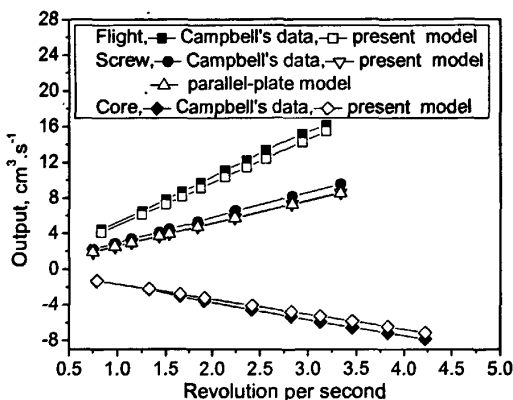


图 5-3 本文模型的模拟计算结果和 Campbell 的实验值^[104]的对比

Fig.5-3 Comparison of Campbell's experiment data^[104] and the simulated results using the present model

5.3.2 内螺杆熔体输送体积流率

从方程(5-18)可以得出, 内螺杆轴的反向拖曳流率 Q_{d1} 为:

$$Q_{d1} = \left(-\frac{1}{2}\pi^2 D_{s2}^2 H_3 n_2 \cos\phi_{s2} \sin\phi_{s2}\right) F_{d1} \quad (5-19)$$

内螺杆螺棱的正向拖曳流率 Q_{d2} 为:

$$Q_{d2} = \left(\frac{1}{2}\pi^2 D_{b2}^2 H_3 n_2 \cos\phi_{b2} \sin\phi_{b2}\right) F_{d1} + \left(\frac{1}{2}\pi^2 D_{s2}^2 H_3 n_2 \cos\phi_{s2} \sin\phi_{s2}\right) F_{d1} + \left(\pi^2 \bar{D}_2^2 H_3 n_2 \cos\bar{\phi}_2 \sin\bar{\phi}_2\right) F_{d2} \quad (5-20)$$

外螺杆内表面的正向拖曳流率 Q_{d3} 为:

$$Q_{d3} = \left(\frac{1}{2}\pi^2 D_{b2}^2 H_3 n_1 \cos\phi_{b2} \sin\phi_{b2}\right) F_{d1} \quad (5-21)$$

压力流率 Q_p 为:

$$Q_p = \frac{b_1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \left(H_3^4 F_{p1} - \frac{H_3^3 W}{12}\right) + \frac{b_2}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \left(H_3^4 F_{p2} - \frac{H_3^3 W}{12}\right) \quad (5-22)$$

如果用无量纲参数 $\frac{Q}{n_2 \pi \bar{D}_2^3}$ 表示熔体输送拖曳流率的大小, 则 $\frac{Q_z}{n_2 \pi \bar{D}_2^3}$, $\frac{Q_{d1} + Q_{d2}}{n_2 \pi \bar{D}_2^3}$,

$\frac{Q_{d3}}{n_2 \pi \bar{D}_2^3}$ 与 $\frac{H_3}{\bar{D}_2}$ 的关系如图 5-4 所示(假定 $n_1 = n_2$)。

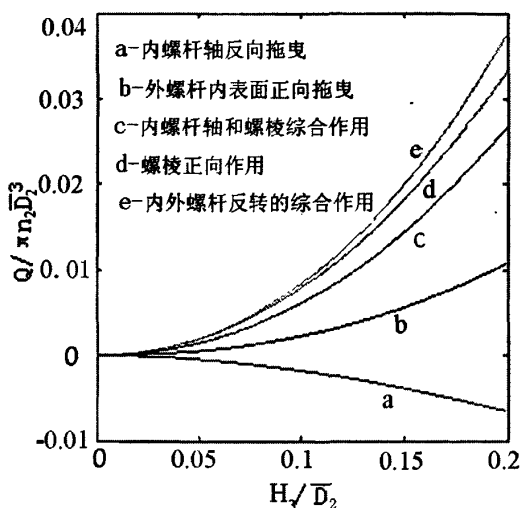


图 5-4 内螺杆无量纲体积流率

Fig.5-4 Nondimension volumetric flow of inner screw

外螺杆内表面的正向拖曳流动如图 5-4 中曲线 b 所示, 内螺杆轴和螺棱综合作用的正向流动为图 5-4 中曲线 c 所示。从图中可以看出, 当槽深较小时 ($H_3 / \bar{D}_2 < 0.05$), 曲线 b 和曲线 c 比较接近, 而曲线 b 表示无限平行平板模型的计算表达式, 这说明当外螺杆旋转时采用无限平行平板模型和本文的槽式模型两种算法是等效的。从曲线 a, d 也可以看出, 内螺杆螺棱的正向推力置换流率大于内螺杆轴的反向拖曳流率, 槽深越大趋势越明显, 所以内螺杆旋转时总的流动效果也是正向流动, 这与文献[104]中的实验研究相符合。曲线 e 说明当内外螺杆反向旋转时, 内螺杆的熔体输送流量大大增加, 由此可推断当嵌套螺杆式新型挤出机的内外螺杆反向旋转时内螺杆的熔体输送量要远大于相同几何参数的普通单螺杆挤出机的熔体输送量。

5.3.3 内螺杆熔体等速线分布

下面分析讨论在内螺杆静止外螺杆旋转、内螺杆旋转外螺杆静止以及内外螺杆同

时旋转情况下内螺杆熔体沿槽深方向的等速线分布。表5-1是内螺杆的基本计算参数。

表 5-1 内螺杆熔体输送段的计算参数

Tab.5-1 Calculated parameters of inner screw in melt conveying zone

参数名称	螺 杆 直 径 /mm	螺 杆 槽 深 /mm	螺 距 /mm	顶 部 槽 宽 /mm	平 均 槽 宽 /mm	根 部 槽 宽 /mm	根 部 螺 升 角 /deg	平 均 螺 升 角 /deg	顶 部 螺 纹 升 角 /deg
符号	D_{b2}	H_3	S	W_0	\bar{W}	W_s	ϕ_{b2}	$\bar{\phi}_2$	ϕ_{s2}
数值	32	2	32	27.3	26.9	26.4	17.6568	18.7558	19.9925

5.3.3.1 内螺杆轴反向拖曳作用的等速线分布

由公式 (5-16) 知，内螺杆轴反向拖曳作用的熔体速度为：

$$V_{z1} = -R_{s2}\omega_2 \cos\phi_{s2}f_{v1} \quad (5-23)$$

取 $V_{z1}/R_{s2}\omega_2 \cos\phi_{s2}$ 为无量纲速度，内螺杆轴反向拖曳作用的等速线分布如图 5-5 所示。从图中可以看出，在内螺杆轴的反向拖曳作用下，内螺杆螺槽截面上每一点熔料的速度不仅在螺槽高度上不同，而且在螺槽宽度上也不同。从内螺杆底面到外螺杆内表面，流速逐渐减小，最大流速是在靠近内螺杆底面处，这和内螺杆底面的拖曳流分析相一致。从图 5-5 中也可以看出，在内螺杆螺槽深度中点的地方，绝大多数螺槽宽度处 $V_{z1}/R_{s2}\omega_2 \cos\phi_{s2} = -0.5$ 。在靠近螺棱两侧，即 $x/W=0$ 或 $x/W=1.0$ 的区域， $V_{z1}/R_{s2}\omega_2 \cos\phi_{s2} = 0$ ，说明由于螺纹侧壁的阻碍，此处流速为零。

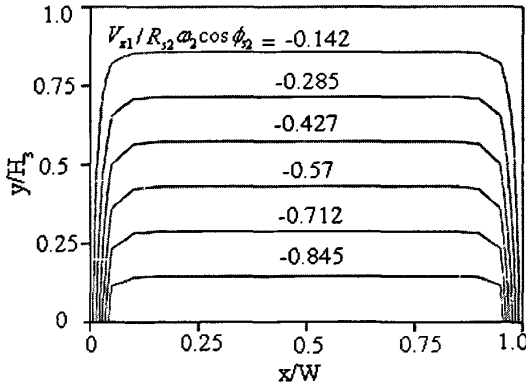


图 5-5 内螺杆轴反向拖曳作用的等速线分布

Fig.5-5 Equal velocity lines distribution due to the opposite drag flow of inner screw core

5.3.3.2 内螺杆螺棱正向推力作用的等速线分布

由公式 (5-16) 知，内螺杆螺棱正向推力作用的熔体速度为：

$$V_{z2} = (R_{s2} + H_3)\omega_2 \cos\phi_{b2} f_{v1} + (2R_{b2} - H_3)\omega_2 \cos\bar{\phi}_2 f_{v2} + R_{s2}\omega_2 \cos\phi_{s2} f_{v3} \quad (5-24)$$

取 $V_{z2}/R_{s2}\omega_2 \cos\phi_{s2}$ 为无量纲速度。图 5-6 是内螺杆螺棱正向推力作用下的等速线分布。从图中可以看出，在内螺杆螺棱的正向推力作用下，靠近螺棱两侧区域熔体速度最大，在槽深其它区域熔体速度分布比较均匀，内螺杆螺槽底面的熔体速度大于外螺杆内表面的熔体速度。其基本规律是，沿螺棱两侧，到内螺杆底面，再到外螺杆内表面，熔体速度逐渐减小，槽深越深，这种趋势越明显。从图 5-6 也可以看出，在螺棱两侧，等速线分布不再是一直线，说明螺棱侧壁对熔体速度有较大影响，螺棱的旋转对熔体流动的作用不能忽略。

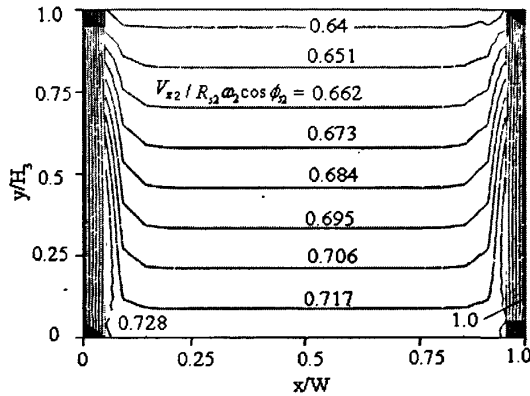


图 5-6 内螺杆螺棱正向推力作用的等速线分布

Fig.5-6 Equal velocity lines distribution due to the positive drive flow of inner screw flight

5.3.3.3 外螺杆内表面正向拖曳作用的等速线分布

由公式 (5-16) 知，外螺杆内表面拖曳作用的熔体速度为：

$$V_{z3} = R_{b2}\omega_2 \cos\phi_{b2} f_{v3} \quad (5-25)$$

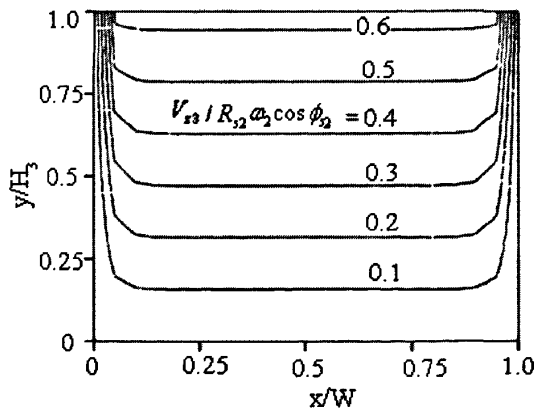


图 5-7 外螺杆内表面正向拖曳作用的等速线分布

Fig.5-7 Equal velocity lines distribution due to the positive drag of the inner surface of outer screw

取 $V_{z3}/R_{s2}\omega_1 \cos\phi_{s2}$ 为无量纲速度，外螺杆内表面正向拖曳作用的等速线分布如图 5-7 所示。从图中可以看出，从内螺杆底面到外螺杆内表面，熔体流速逐渐增大，最大流速是在靠近外螺杆内表面处，熔体速度呈近似的拖曳速度三角形线性分布。从内螺杆底面到大约 $1/5$ 槽深的范围内熔体速度均为零，说明这部分熔体几乎不受外螺杆内表面拖曳的影响。

5.3.3.4 内螺杆轴和螺棱共同作用的等速线分布

内螺杆轴反向拖曳和螺棱正向推力共同作用相当于普通挤出机的挤出情形，即内螺杆旋转的情况。由公式 (5-16) 知，内螺杆轴反向拖曳和螺棱正向推力共同作用的熔体速度为 $(V_{z1}+V_{z2})$ 。

取 $(V_{z1}+V_{z2})/R_{s2}\omega_1 \cos\phi_{s2}$ 为无量纲速度，图 5-8 是内螺杆轴反向拖曳和螺棱正向推力共同作用下的等速线分布。从图中可以看出，内螺杆旋转时，在内螺杆轴和螺棱的共同作用下，熔体速度从外螺杆内表面到内螺杆底面先递减后递增，螺棱两侧熔体速度不均匀，但大多数槽宽方向上熔体速度较均匀，其中靠近外螺杆内表面处，熔体速度最均匀。从图 5-8 也可以看出，在槽深约 $0.25H_3\sim 0.5H_3$ 之间熔体速度存在最小值，说明内螺杆旋转时，熔体速度并不是拖曳三角形线性分布，而是近似的内凹的抛物线分布，这种速度分布有利于熔体的混合。对比图 5-7 和图 5-8 也可以看出，外螺杆作用下内螺杆熔体的等速线分布的数值略小于内螺杆旋转下的等速线分布的数值，所以内外螺杆同时旋转时，不能简单等效为内螺杆转速的叠加。可以预测，当内外螺杆同时旋转时，内螺杆的熔体速率要小于内螺杆相对于外螺杆绝对转速下的平均熔体流动速率，其产量也小于内螺杆相对于外螺杆绝对转速下的产量。从下图 5-9 和图 5-10 中也可得到进一步证明。

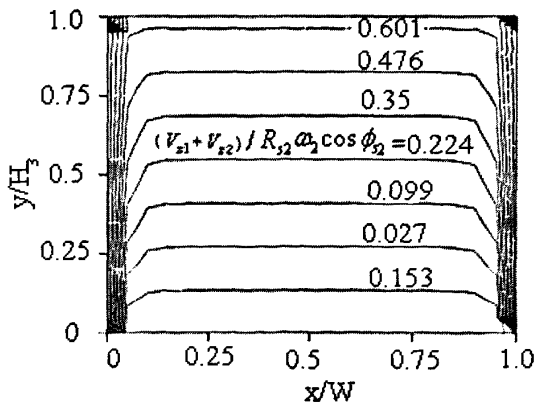


图 5-8 内螺杆轴反向拖曳和螺棱正向推力共同作用下的等速线分布

Fig.5-8 Equal velocity lines distribution due to the opposite drag flow of the inner screw core and the positive drive flow of inner screw flights

5.3.3.5 内外螺杆反向旋转的等速线分布

外螺杆反向旋转时的内螺杆熔体速度由三部分组成,即内螺杆轴的反方向拖曳速度、螺棱的正向推力速度和外螺杆内表面的正向拖曳速度,即, $V_z = (V_{z1} + V_{z2} + V_{z3})$ 。

取 $(V_{z1} + V_{z2} + V_{z3}) / R_{s2} \omega_1 \cos \phi_{s2}$ 为无量纲速度,图 5-9 是内外螺杆反向旋转时内螺杆熔体的等速线分布图。从图中可以看出,内外螺杆反向旋转时,在内螺杆轴、螺棱和外螺杆三者共同作用下,熔体流动速度明显提高,其中外螺杆内表面和内螺杆螺棱两侧熔体速度最大,槽深位置 $0.1 H_3 \sim 0.25 H_3$ 处熔体速度最小。

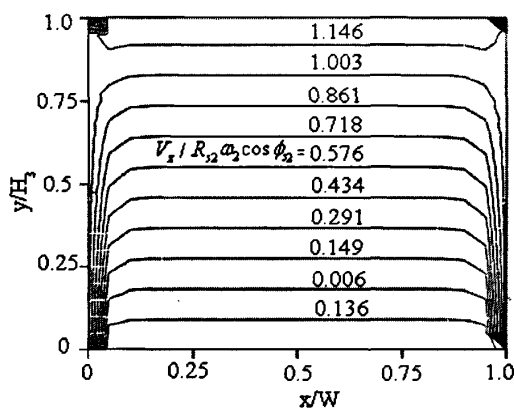


图 5-9 内外螺杆反向旋转作用下内螺杆熔体的等速线分布

Fig.5-9 Equal velocity lines distribution of inner screw due to the rotating outer screw and opposite rotating inner screw

图 5-10 是两倍内螺杆转速下的等速线分布图,对比图 5-9 和图 5-10 可以看出,在槽深上半部,即 $0.5 H_3 \sim 1.0 H_3$ 处,内外螺杆反向旋转时内螺杆的熔体速度大于两倍内螺杆转速下内螺杆的熔体速度,在槽深下半部,即 $0 \sim 0.5 H_3$ 处,内外螺杆反向旋转时内螺杆的熔体速度小于两倍内螺杆转速下内螺杆的熔体速度,说明外螺杆旋转对内螺杆槽深上半部的熔体速度影响较大。

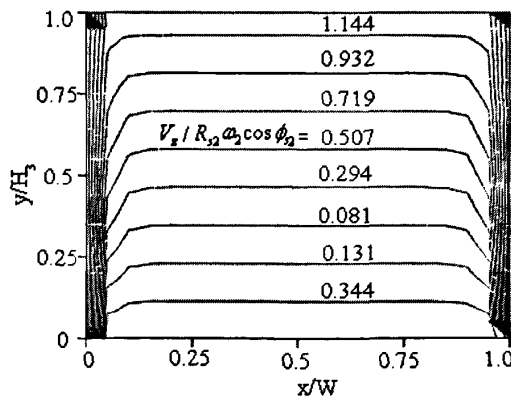


图 5-10 两倍内螺杆转速下的等速线分布

Fig.5-10 Equal velocity lines distribution in the case of the two times inner screw speed

5.3.4 内螺杆压力流分布

从图 5-2 可以看出, F_{p2} 的值较小, 在近似计算时可以忽略, 压力流率可表示为:

$$Q_p = \frac{b_1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} H_3^4 F_{p1} - \frac{1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \frac{H_3^3 W}{12} \quad (5-26)$$

图 5-11 是在不同机头压力下内螺杆的体积流率, 其中 $b_1=0.15$ 。从图中可以看出, 机头压力流率随机头压力呈线性分布, 即机头压力越大, 内螺杆压力流率越大。

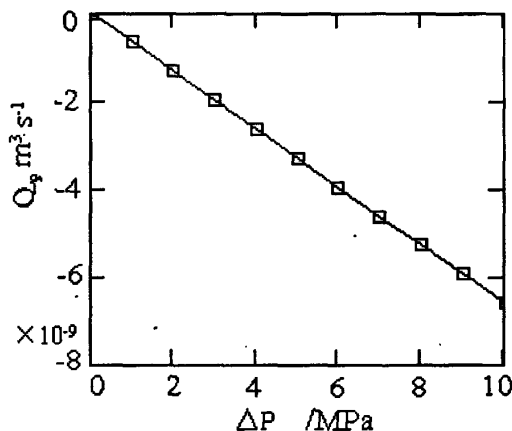


图 5-11 内螺杆压力流分布

Fig.5-11 Volumetric flow due to the pressure of inner screw

5.3.5 内螺杆横向流动

内螺杆的横向流动也有三部分组成:

$$V_x(y) = V_{x1}(y) + V_{x2}(y) + V_{x3}(y) \quad (5-27)$$

式中: $V_{x1}(y)$ —内螺杆轴的反向拖曳速度沿 x 方向的分量;

$V_{x2}(y)$ —螺棱的正向推力置换速度沿 x 方向的分量;

$V_{x3}(y)$ —外螺杆内表面的正向拖曳速度沿 x 方向的分量;

$$\text{定义: } \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} = \frac{a}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{b}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{c}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (a+b+c=1) \quad (5-28)$$

$$(1) \frac{\partial^2 V_{x1}}{\partial y^2} = \frac{a}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (5-29)$$

边界条件为: $y=0$ 时, $V_{x1} = -R_{s2}\omega_2 \sin\phi_{s2}$; $y=H_3$ 时, $V_{x1} = 0$

$$\text{求解得: } V_{x1}(y) = V_{sx} \left(\frac{y}{H_3} - 1 \right) + \frac{a}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} (y^2 - yH_3) \quad (5-30)$$

$$(2) \frac{\partial^2 V_{x2}}{\partial y^2} = \frac{b}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (5-31)$$

边界条件为: $y=0$ 时, $V_{x2} = V_{sx}$; $y=H_3$ 时, $V_{x2} = V_{bx} = R_{b2}\omega_1 \sin\phi_{b2}$

$$\text{求解得: } V_{x2}(y) = V_{sx} \left(1 - \frac{y}{H_3}\right) + V_{bx} \frac{y}{H_3} + \frac{b}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} (y^2 - yH_3) \quad (5-32)$$

$$(3) \frac{\partial^2 V_{x3}}{\partial y^2} = \frac{c}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (5-33)$$

边界条件为: $y=0$ 时, $V_{x3} = V_{bx}$; $y=H_3$ 时, $V_{x3} = 0$

$$\text{求解得: } V_{x3}(y) = V_{bx} \frac{y}{H_3} + \frac{c}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} (y^2 - yH_3) \quad (5-34)$$

由 (5-27), (5-30), (5-32), (5-34) 得:

$$V_x(y) = 2V_{bx} \frac{y}{H_3} + \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} (y^2 - yH_3) \quad (5-35)$$

$$\text{又 } \int_0^{H_3} V_x dy = 0, \quad \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{12\eta V_{bx}}{H_3^2} = \frac{12\eta\pi D_{b2} n_2 \sin\phi_{b2}}{H_3^2} \quad (5-36)$$

$$\text{所以: } V_x(y) = 2V_{bx} \frac{y}{H_3} \left(\frac{3y}{H_3} - 2\right) \quad (5-37)$$

由方程 (5-37) 可以看出, 横向流动与黏度 η 和压力梯度 $\frac{\partial p}{\partial x}$ 无关。

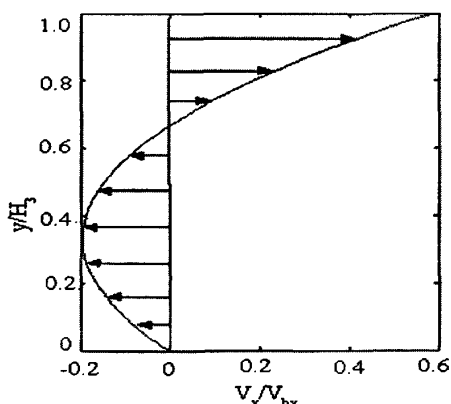


图 5-12 内螺杆螺槽深度上的横向速度分布

Fig.5-12 Cross channel velocity distribution down inner screw channel depth

内螺杆熔体横向流动沿槽深方向的速度分布如图 5-12 所示。从图 5-12 可以看出, 当内外螺杆反向旋转时, 在槽深三分之二处, $V_x=0$; 在槽深三分之二以上处, 为正向流动; 在槽深三分之二以下处, 为反向流动。这种横向流动有助于内螺杆熔体的混

合与热交换。对比文献^[129]中普通单螺杆挤出机的熔体输送的横向流动可以看出，两种模型计算结果的总体趋势相同，分界点也相同，不同之处在于分界点上下部分熔体的流动方向不同，对普通单螺杆，在槽深三分之二以上处为反向流动，而在在槽深三分之二以下处为正向流动（相同参考坐标系）。

5.4 实验分析

5.4.1 实验原料

挤出物料，高密度聚乙烯（HDPE），型号：5000S，北京燕山石化有限公司生产。HDPE 的熔体密度取 $850\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ 。嵌套螺杆式新型挤出机的内外螺杆加工物料均采用 HDPE-5000S，为清楚区分内外螺杆的挤出状况，内螺杆物料添加红色色母粒 HDPE，添加量为 1.0wt%。

5.4.2 实验设备

实验设备为本课题设计的嵌套螺杆式新型挤出机，如图 5-13 所示，内外螺杆直径组合为 32/50，挤出机各区温度设置：第一段：180.4℃；第二段：186.4℃；第三段：190.6℃；第四段：195.4℃；第五段：193℃；机头一段 195.3℃；机头二段：192.1℃。

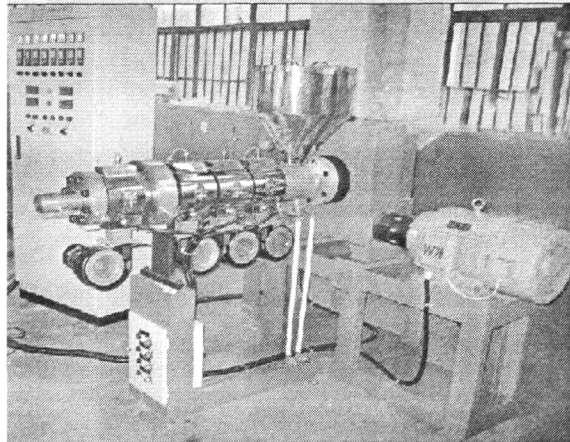


图 5-13 30/52 型嵌套螺杆式新型挤出机

Fig.5-13 The nested screw novel extruder with the screw diameters of 30mm and 52mm

5.4.3 结果与分析

为考查拖曳流动，在本文的实验中，机头是打开的。图 5-14 是内外螺杆的挤出状况。

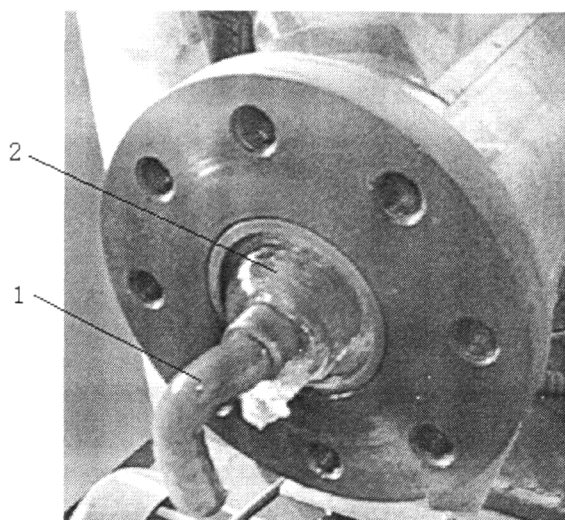


图 5-14 内外螺杆的挤出状况

1-内螺杆物料；2-外螺杆物料

Fig.5-14 Extrusion of inner screw and outer screw without die

1-extrusion of inner screw; 2--extrusion of outer screw

图 5-15 是内螺杆正向旋转（正向流率，转速 n_2 ），外螺杆反转（转速 n_1 ）时，外螺杆转速对内螺杆产量的影响。从图中可以看出，当内外螺杆反转时，内螺杆产量随外螺杆转速的增加而增加，这证明了外螺杆内表面的正向拖曳作用，此时内螺杆的产量近似为外螺杆产量和内螺杆产量的叠加。从图 5-15 也可以看出，当内外螺杆反转时，外螺杆转速提高一转可增加内螺杆产量近 14%，内螺杆转速提高一转速可增加内螺杆产量近 15%。

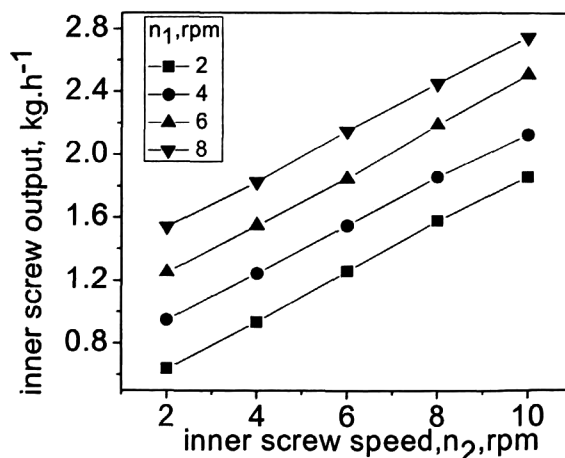


图 5-15 内外螺杆反转时内螺杆的产量

Fig.5-15 Mass flow rate of inner screw in the case of rotational outer screw and opposite rotational inner screw

图 5-16 是内外螺杆反转时理论计算值和实验值的对比，其中外螺杆转速分别为 $n_1=8r/min$ 和 $n_1=10r/min$ 。从图中可以看出，计算值和实验值比较接近，说明利用本文的模型可以很好的模拟内螺杆拖曳流和外螺杆内表面的拖曳流。

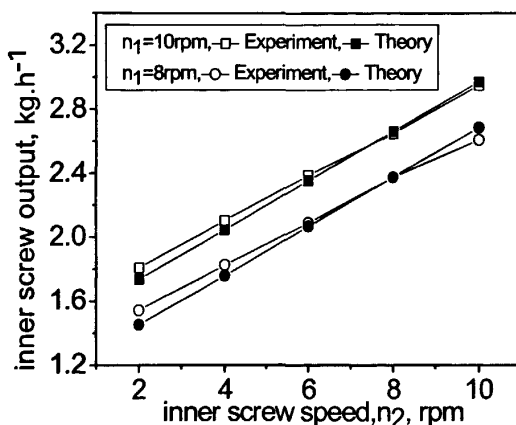


图 5-16 内外螺杆反转时内螺杆产量的理论值和实验值的对比

Fig.5-16 Comparisons of experiment data and theory data of inner screw output using the present model with different outer screw rotational speeds

图 5-17 是内外螺杆同向旋转时内螺杆产量的计算值与实验值的对比。从图 5-17 可以看出, 当内外螺杆旋转方向相同时, 由于外螺杆内表面为反向拖曳作用, 内螺杆的产量随外螺杆转速的增加而减小。此时, 内螺杆的产量近似为内螺杆产量和外螺杆产量的差值。从图 5-17 也可以计算, 当内外螺杆同向旋转时, 外螺杆转速提高一转可降低内螺杆产量近 14.3%。这种情况没有实际应用价值。

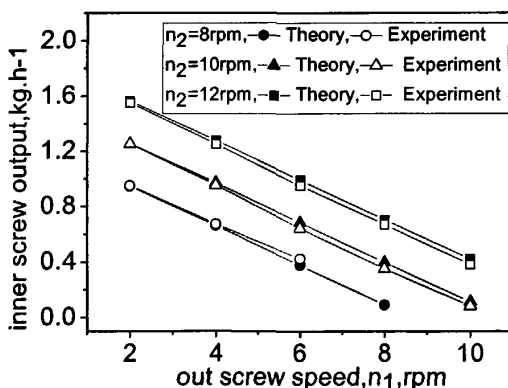


图 5-17 内外螺杆同向旋转时内螺杆的产量

Fig.5-17 Mass flow rate of inner screw in the case of both rotational inner screw and rotational out screw in the same direction

5.5 本章小结

1) 利用实际的边界条件, 建立了嵌套螺杆式新型挤出机内螺杆熔体输送段的熔体输送模型。该模型考虑了内螺杆轴的反向拖曳、内螺杆螺棱的正向推力置换和外螺杆内表面正向拖曳的综合作用, 并与文献实验值对比检验了该模型的正确性。

2) 分析和研究了嵌套螺杆式新型挤出机内螺杆熔体输送段的熔体速度、体积流

率和横向流动等。研究表明：内螺杆轴和外螺杆内表面单独旋转时，内螺杆熔体速度呈拖曳三角形线性分布；内螺杆螺棱旋转和内外螺杆反转时，内螺杆熔体速度呈近似的内凹的抛物线分布，这种速度分布有利于熔体的混合。当内螺杆旋转外螺杆静止时，在内螺杆轴反向拖曳和螺棱的正向推力置换的共同作用下，熔体朝机头方向前输送，螺棱的正向推力置换流率大于内螺杆轴的拖曳流率，槽深越大趋势也明显；当内螺杆静止外螺杆反转时，由于外螺杆内表面的正向拖曳作用，熔体也向机头方向输送；当内外螺杆反转时，由于内螺杆轴的反向拖曳、螺棱的正向推力置换和外螺杆内表面正向拖曳的叠加作用，熔体也朝机头出口方向流动。

3) 详细分析了在内螺杆轴反向拖曳作用下、螺棱的正向推力作用下、外螺杆内表面正向拖曳作用下、内螺杆轴和螺棱的共同作用下以及内螺杆轴、螺棱和外螺杆内表面三者共同作用下的内螺杆熔体等速线分布。等速线分布表明：不同情况下内螺杆熔体沿槽深的等速线分布存在很大差异，内螺杆螺棱和外螺杆内表面对内螺杆熔体的等速线分布的具有较大影响，外螺杆的内表面拖曳作用有助于内螺杆熔体的混合。研究结果对该新型挤出机的螺杆设计和挤出工艺参数的设定具有理论指导意义。

4) 利用本课题研制的嵌套螺杆式新型挤出机进行了实验分析，分析结果表明：本文的模型能较正确地模拟内螺杆拖曳流和外螺杆内表面的拖曳流，模拟结果和实验值较一致。实验结果表明：内外螺杆反向旋转时，外螺杆转速提高一转可增加内螺杆产量近 14%，内螺杆转速提高一转可增加内螺杆产量近 15%。内外螺杆同向旋转时，外螺杆转速提高一转可降低内螺杆产量近 14.3%。

第六章 新型挤出机的熔体温度分布研究

熔体输送段的温度分布（熔体温度）是挤出过程中的一个重要参数，它对材料特性（黏度、密度、热降解性能等）、挤出速率、产品质量等都有重要的影响。对嵌套螺杆式新型挤出机，外螺杆的热源由机筒外热源和内部剪切热两部分组成，内螺杆的热源可由外螺杆提供的外热源、内部剪切热和内螺杆芯部外热源三部分组成。在熔体输送段，内螺杆等效于外螺杆的冷却源，外螺杆是非绝热的；当内螺杆芯部是不开孔时，内螺杆厚度相对较厚，内螺杆可认为是绝热的。

本章对嵌套螺杆式新型挤出机内外螺杆的熔体温度建立了相应的物理模型和数学模型，详细求解了内外螺杆熔体输送段的熔体温度分布，并针对幂律流体模拟一定工艺条件下内外螺杆沿轴向和槽深方向的熔体温度分布。

6.1 基本假设与基本方程

6.1.1 基本假设

假定熔体为不可压缩的牛顿流体，运动是稳态的，流速不随 z 变化，其它假设参照 5.2.1 基本假设的前六点。

6.1.2 基本方程

根据上面的简化和假设，熔体的运动方程和能量方程可分别写为：

$$\text{运动方程:} \quad 0 = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} \quad (6-1)$$

$$0 = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \sigma_{zy}}{\partial y} \quad (6-2)$$

$$\text{能量方程:} \quad \rho C_p V_z \frac{\partial T}{\partial z} = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \sigma_{xy} \frac{\partial V_x}{\partial y} + \sigma_{zy} \frac{\partial V_z}{\partial y} \quad (6-3)$$

式中：
 C_p —熔体比定压热熔；
 ρ —熔体密度；
 λ —熔体热导率；
 T —熔体温度；

6.2 外螺杆熔体输送段的熔体温度分布计算

对外螺杆，芯部受内螺杆冷却，热交换物理模型和对应边界条件如图 6-1 所示。

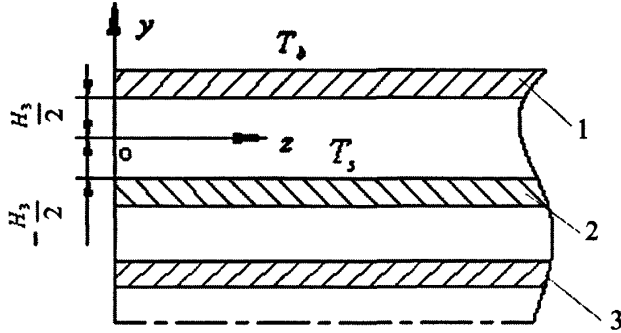


图 6-1 外螺杆熔体输送段的传热模型和边界条件
1-机筒；2-外螺杆；3-内螺杆

Fig.6-1 Model and boundary condition of heat transfer of outer screw in melt conveying zone

1-barrel; 2-outer screw; 3-inner screw

螺槽中熔体 z 向的平均速度 \bar{V}_z 可写为:

$$\bar{V}_z = \frac{Q}{W_n H_3} \quad (6-4)$$

式中: W_n —法向螺槽宽度;

Q —体积流率;

方程 (6-3) 可简化为:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} - \frac{1}{a^2} \cdot \frac{\partial T}{\partial z} = -F_q \quad (6-5)$$

$$\text{式中: } a^2 = \frac{\lambda W_n H_3}{\rho C_p Q}; \quad F_q = \frac{q_{cp}}{\lambda}; \quad q_{cp} = \eta \left[\left(\frac{dV_x}{dy} \right)^2 + \left(\frac{dV_z}{dy} \right)^2 \right]$$

对应的边界条件为:

$$y = \frac{H_3}{2}, \quad T = T_b; \quad y = -\frac{H_3}{2}, \quad T = T_s; \quad z = 0, \quad T = T_n;$$

式中: T_b 、 T_s —分别为机筒和外螺杆的温度;

T_n —熔体输送段入口处熔体温度;

将 z 看成变量, 将方程 (6-5) 进行拉氏变换:

$$\frac{d^2 \delta}{dy^2} - \frac{1}{a^2} (s_1 \delta - T_n) = -\frac{F_q}{s_1} \quad (6-6)$$

其中, s_l 为拉氏因子, δ 为温度 T 的拉氏变换。

$$\text{求解上式得: } \delta(y, z) = \frac{T_n}{s_l} + \frac{F_q a^2}{s_l^2} + C_a \operatorname{sh} \left(\frac{\sqrt{s_l}}{a} y \right) + C_b \operatorname{ch} \left(\frac{\sqrt{s_l}}{a} y \right) \quad (6-7)$$

将边界条件进行相应的拉氏变换得:

$$y = \frac{H_3}{2}, \quad \delta = \frac{T_b}{s_l}; \quad y = -\frac{H_3}{2}, \quad \delta = \frac{T_s}{s_l};$$

将边界条件代入 (6-7), 求解 C_a 、 C_b 分别为:

$$C_a = \frac{T_b - T_s}{2s_l} \cdot \frac{1}{\operatorname{sh} \left(\frac{H_3 \sqrt{s_l}}{2a} \right)}; \quad C_b = \left(\frac{T_b + T_s}{2s_l} - \frac{T_n}{s_l} - \frac{F_q a^2}{s_l^2} \right) \cdot \frac{1}{\operatorname{ch} \left(\frac{H_3 \sqrt{s_l}}{2a} \right)}; \quad (6-8)$$

方程 (6-7) 可化为:

$$\delta(y, z) = \frac{T_n}{s_l} + \frac{F_q a^2}{s_l^2} + \frac{T_b - T_s}{2s_l} \cdot \frac{\operatorname{sh} \left(\frac{\sqrt{s_l}}{a} y \right)}{\operatorname{sh} \left(\frac{\sqrt{s_l}}{a} \frac{H_3}{2} \right)} + \frac{(T_b + T_s - 2T_n)}{2s_l} \cdot \frac{\operatorname{ch} \left(\frac{\sqrt{s_l}}{a} y \right)}{\operatorname{ch} \left(\frac{\sqrt{s_l}}{a} \frac{H_3}{2} \right)} - \frac{F_q a^2}{s_l^2} \cdot \frac{\operatorname{ch} \left(\frac{\sqrt{s_l}}{a} y \right)}{\operatorname{ch} \left(\frac{\sqrt{s_l}}{a} \frac{H_3}{2} \right)} \quad (6-9)$$

下面分别对式 (6-9) 的各项进行拉氏反变换。

第一项的拉氏反变换为 T_n 。

第二项的拉氏反变换为 $F_q a^2 z$ 。

第三项的拉氏反变换为:

$$\frac{T_b - T_s}{2} \left[\sum_{k=0}^{\infty} \operatorname{erfc} \left(\frac{\alpha_k}{2\sqrt{z}} \right) - \sum_{k=0}^{\infty} \operatorname{erfc} \left(\frac{\beta_k}{2\sqrt{z}} \right) \right] \quad (6-10)$$

$$\text{式中: } \alpha_k = \frac{1}{a} \left[-y + \frac{H_3}{2} (1 + 2k) \right]; \quad (k = 1 \dots \infty)$$

第四项的拉氏反变换为:

$$\frac{T_b + T_s}{2} - T_n + \frac{2(T_b + T_s - 2T_n)}{\pi} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{(-1)^k}{(2k-1)} \cos \left[\frac{\pi y}{H_3} (2k-1) \right] \exp \left[-\frac{a^2 \pi^2}{H_3^2} (2k-1)^2 z \right] \quad (6-11)$$

第五项的拉氏反变换为^[130]:

$$F_q a^2 \left[z + \frac{4H_3^2}{a^2 \pi^3} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{(-1)^k}{(2k-1)^3} \cos \left[\frac{\pi y}{H_3} (2k-1) \right] \left(1 - \exp \left[-\frac{a^2 \pi^2}{H_3^2} (2k-1)^2 z \right] \right) \right] \quad (6-12)$$

所以, 方程 (6-9) 的拉氏反变换为:

$$\begin{aligned}
T(y, z) = & \frac{T_b - T_s}{2} \left[\sum_{k=0}^{\infty} \operatorname{erfc}\left(\frac{\alpha_k}{2\sqrt{z}}\right) - \sum_{k=0}^{\infty} \operatorname{erfc}\left(\frac{\beta_k}{2\sqrt{z}}\right) \right] + \frac{T_b + T_s}{2} + \\
& \frac{2(T_b + T_s - 2T_n)}{\pi} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{(-1)^k}{(2k-1)} \cos\left[\frac{\pi y}{H_3}(2k-1)\right] \exp\left[-\frac{a^2 \pi^2}{H_3^2}(2k-1)^2 z\right] - \\
& \frac{F_q 4H_3^2}{\pi^3} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{(-1)^k}{(2k-1)^3} \cos\left[\frac{\pi y}{H_3}(2k-1)\right] \left[1 - \exp\left[-\frac{a^2 \pi^2}{H_3^2}(2k-1)^2 z\right] \right]
\end{aligned} \quad (6-13)$$

离散化得:

$$\begin{aligned}
T_{i,j} = & \frac{T_b - T_s}{2} \left[\sum_{k=0}^{\infty} \operatorname{erfc}\left(\frac{\alpha_{kj}}{2\sqrt{z_j}}\right) - \sum_{k=0}^{\infty} \operatorname{erfc}\left(\frac{\beta_{kj}}{2\sqrt{z_j}}\right) \right] + \frac{T_b + T_s}{2} + \\
& \frac{2(T_b + T_s - 2T_n)}{\pi} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{(-1)^k}{(2k-1)} \cos\left[\frac{\pi y_i}{H_3}(2k-1)\right] \exp\left[-\frac{a^2 \pi^2}{H_3^2}(2k-1)^2 z_j\right] - \\
& \frac{F_q 4H_3^2}{\pi^3} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{(-1)^k}{(2k-1)^3} \cos\left[\frac{\pi y_i}{H_3}(2k-1)\right] \left[1 - \exp\left[-\frac{a^2 \pi^2}{H_3^2}(2k-1)^2 z_j\right] \right]
\end{aligned} \quad (6-14)$$

式中:

$$\begin{aligned}
\alpha_{kj} &= \frac{1}{a} \left[-y_i + \frac{H_3}{2}(1+2k) \right] \\
\beta_{kj} &= \frac{1}{a} \left[y_i + \frac{H_3}{2}(1+2k) \right] \\
y_i &= -\frac{H_3}{2} \dots \frac{H_3}{2} \\
z_j &= 0 \dots z_d \\
k &= 1 \dots \infty
\end{aligned}$$

6.3 内螺杆熔体输送段的熔体温度分布计算

内螺杆的物理模型和对应边界条件如图 6-2 所示。

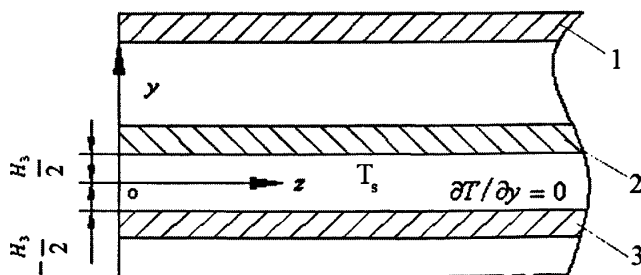


图 6-2 内螺杆熔体输送段的传热模型和边界条件

1-机筒; 2-外螺杆; 3-内螺杆

Fig.6-2 Model and boundary condition of heat transfer of inner screw in melt conveying zone

1-barrel; 2-outer screw; 3-inner screw

$$\text{内螺杆对应的能量方程为: } \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} - \frac{1}{a^2} \cdot \frac{\partial T}{\partial z} = -F_q \quad (6-15)$$

传热边界条件为:

$$y = \frac{H_3}{2}, T = T_s; \quad y = -\frac{H_3}{2}, \frac{\partial T}{\partial y} = 0; \quad z = 0, T = T_n;$$

方程 (6-15) 对应的拉氏变换为:

$$\frac{d^2 \delta}{dy^2} - \frac{1}{a^2} (s_l \delta - T_n) = -\frac{F_q}{s_l} \quad (6-16)$$

边界条件对应的拉氏变换为:

$$y = \frac{H_3}{2}, \delta = \frac{T_s}{s_l}; \quad y = -\frac{H_3}{2}, \frac{\partial \delta}{\partial y} = 0;$$

将上述边界条件代入方程 (6-16) 可得拉氏方程为:

$$\delta(y, z) = \frac{T_n}{s_l} + \frac{F_q a^2}{s_l^2} + \left(\frac{T_s - T_n}{s_l} - \frac{F_q a^2}{s_l^2} \right) \cdot \frac{ch(\alpha + \beta)}{ch(2\beta)} \quad (6-17)$$

$$\text{其中, } \alpha = \frac{\sqrt{s_l}}{a} y, \beta = \frac{H_3 \sqrt{s_l}}{2a};$$

同理, 将方程 (6-17) 中对应的各项分别进行拉氏反变换。

第一项的拉氏反变换为 T_n , 第二项的拉氏反变换为 $F_q a^2 z$ 。

第三项的拉氏反变换为:

$$(T_s - T_n) \left[\sum_{k=0}^{\infty} \operatorname{erfc} \left(\frac{\alpha_k}{2\sqrt{z}} \right) - \sum_{k=0}^{\infty} \operatorname{erfc} \left(\frac{\beta_k}{2\sqrt{z}} \right) \right] \quad (6-18)$$

$$\text{式中: } \alpha_k = \frac{1}{a} \left[-y + \frac{H_3}{2} (1 + 4k) \right]; \quad \beta_k = \frac{1}{a} \left[y + \frac{H_3}{2} (3 + 4k) \right]; \quad k = 1, \dots, \infty$$

第四项的拉氏反变换为:

$$F_q a^2 \left[z + \frac{16H_3^2}{a^2 \pi^3} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{(-1)^k}{(2k-1)^3} \cos \left[\frac{\pi(2y+H_3)(2k-1)}{4H_3} \right] \left(1 - \exp \left[-\frac{a^2 \pi^2 (2k-1)^2}{4H_3^2} z \right] \right) \right] \quad (6-19)$$

方程 (6-17) 的拉氏反变换为:

$$T(y, z) = T_n + (T_s - T_n) \left[\sum_{k=0}^{\infty} \operatorname{erfc} \left(\frac{\alpha_k}{2\sqrt{z}} \right) - \sum_{k=0}^{\infty} \operatorname{erfc} \left(\frac{\beta_k}{2\sqrt{z}} \right) \right] - \frac{16F_q H_3^2}{\pi^3} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{(-1)^k}{(2k-1)^3} \cos \left[\frac{\pi(2y+H_3)(2k-1)}{4H_3} \right] \left(1 - \exp \left[-\frac{a^2 \pi^2 (2k-1)^2}{4H_3^2} z \right] \right) \quad (6-20)$$

离散化为:

$$T(y_i, z_j) = T_n + (T_s - T_n) \left[\sum_{k=0}^{\infty} \operatorname{erfc} \left(\frac{\alpha_{kj}}{2\sqrt{z_j}} \right) - \sum_{k=0}^{\infty} \operatorname{erfc} \left(\frac{\beta_{kj}}{2\sqrt{z_j}} \right) \right] - \frac{16F_q H_3^2}{\pi^3} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{(-1)^k}{(2k-1)^3} \cos \left[\frac{\pi(2y_i + H_3)(2k-1)}{4H_3} \right] \left[1 - \exp \left[-\frac{a^2 \pi^2 (2k-1)^2}{4H_3^2} z_j \right] \right] \quad (6-21)$$

式中:

$$\alpha_{k,i} = \frac{1}{a} \left[-y_i + \frac{H_3}{2} (1+4k) \right]$$

$$\beta_{k,i} = \frac{1}{a} \left[y_i + \frac{H_3}{2} (3+4k) \right]$$

$$y_i = -\frac{H_3}{2} \dots \frac{H_3}{2}$$

$$z_j = 0 \dots z_d$$

$$k = 1 \dots \infty$$

6.4 幂率流体无限平行平板模型详解

幂率流体的本构方程为:

$$\begin{cases} \sigma_{zy} = \eta(\dot{\gamma}) \frac{dV_z}{dy} \\ \sigma_{xy} = \eta(\dot{\gamma}) \frac{dV_x}{dy} \end{cases} \quad (6-22)$$

对平行平板模型有:

$$\eta(\dot{\gamma}) = \mu_0 \left[\left(\frac{dV_x}{dy} \right)^2 + \left(\frac{dV_z}{dy} \right)^2 \right]^{\frac{m-1}{2}} \quad (6-23)$$

式中: μ_0 — 流体稠度;

m — 幂率指数;

由方程 (6-22) 得:

$$\begin{cases} \sigma_{xy} = \frac{\partial p}{\partial x} y + C_{0c} = \eta(\dot{\gamma}) \frac{dV_x}{dy} \\ \sigma_{zy} = \frac{\partial p}{\partial z} y + C_{1c} = \eta(\dot{\gamma}) \frac{dV_z}{dy} \end{cases} \quad (6-24)$$

由方程 (6-24) 得:

$$\frac{dV_x}{dy} = \frac{dV_z}{dy} \frac{\left[\frac{\partial p}{\partial x} y + C_{0c} \right]}{\left[\frac{\partial p}{\partial z} y + C_{1c} \right]} \quad (6-25)$$

由方程 (6-23)、(6-24) 得:

$$\mu_0 \left[\left(\frac{dV_x}{dy} \right)^2 + \left(\frac{dV_z}{dy} \right)^2 \right]^{\frac{m-1}{2}} \frac{dV_x}{dy} = \frac{\partial p}{\partial x} y + C_{0c} \quad (6-26)$$

$$\mu_0 \left[\left(\frac{dV_x}{dy} \right)^2 + \left(\frac{dV_z}{dy} \right)^2 \right]^{\frac{m-1}{2}} \frac{dV_z}{dy} = \frac{\partial p}{\partial z} y + C_{1c} \quad (6-27)$$

由方程 (6-25)、(6-26)、(6-27) 得:

$$\begin{cases} \frac{dV_x}{dy} = \left[\frac{1}{\mu_0} \right]^{\frac{1}{m}} \left[\frac{\partial p}{\partial x} y + C_{0c} \right]^{\frac{1}{m}} \left[1 + \frac{\left(\frac{\partial p}{\partial z} y + C_{1c} \right)^2}{\left(\frac{\partial p}{\partial x} y + C_{0c} \right)^2} \right]^{\frac{m-1}{2m}} \\ \frac{dV_z}{dy} = \left[\frac{1}{\mu_0} \right]^{\frac{1}{m}} \left[\frac{\partial p}{\partial z} y + C_{1c} \right]^{\frac{1}{m}} \left[1 + \frac{\left(\frac{\partial p}{\partial x} y + C_{01c} \right)^2}{\left(\frac{\partial p}{\partial z} y + C_{1c} \right)^2} \right]^{\frac{m-1}{2m}} \end{cases} \quad (6-28)$$

求得:
$$V_z = \left[\frac{1}{\mu_0} \right]^{\frac{1}{m}} \int \left[\frac{\partial p}{\partial z} y + C_{1c} \right]^{\frac{1}{m}} \left[1 + \frac{\left(\frac{\partial p}{\partial x} y + C_{01c} \right)^2}{\left(\frac{\partial p}{\partial z} y + C_{1c} \right)^2} \right]^{\frac{m-1}{2m}} dy + C_{2c} \quad (6-29)$$

$$V_x = \left[\frac{1}{\mu_0} \right]^{\frac{1}{m}} \int \left[\frac{\partial p}{\partial x} y + C_{0c} \right]^{\frac{1}{m}} \left[1 + \frac{\left(\frac{\partial p}{\partial z} y + C_{1c} \right)^2}{\left(\frac{\partial p}{\partial x} y + C_{0c} \right)^2} \right]^{\frac{m-1}{2m}} dy + C_{3c} \quad (6-30)$$

代入边界条件:

$$y = 0, V_z = 0; \quad y = H_3, V_z = \pi D n \cos \phi; \quad (6-31)$$

$$y = 0, V_x = 0; \quad y = H_3, V_x = -\pi D n \sin \phi; \quad (6-32)$$

可求得上式中的四个积分常数:

$$-\pi D n \sin \phi = \left[\frac{1}{\mu_0} \right]^m \int_0^{H_3} \left(\frac{\partial p}{\partial x} y + C_{0c} \right) \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} y + C_{0c} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial z} y + C_{1c} \right)^2 \right]^{\frac{1-m}{2m}} dy \quad (6-33)$$

$$\pi D n \cos \phi = \left[\frac{1}{\mu_0} \right]^m \int_0^{H_3} \left(\frac{\partial p}{\partial z} y + C_{1c} \right) \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} y + C_{0c} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial z} y + C_{1c} \right)^2 \right]^{\frac{1-m}{2m}} dy \quad (6-34)$$

$$C_{2c} = 0, \quad C_{3c} = 0 \quad (6-35)$$

x 方向的流率为:

$$-\frac{\delta_r \cdot \pi D n \sin \phi}{2} = W_n \left[\frac{1}{\mu_0} \right]^m \int_0^{H_3} \left(\frac{\partial p}{\partial z} y + C_{1c} \right) \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} y + C_{0c} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial z} y + C_{1c} \right)^2 \right]^{\frac{1-m}{2m}} dy dy \quad (6-36)$$

式中: δ_r —螺棱间隙;

忽略漏流流率无限平行平板模型幂率流体熔体输送段的总产量为:

$$Q = W_n \left[\frac{1}{\mu_0} \right]^m \int_0^{H_3} \left(\frac{\partial p}{\partial z} y + C_{1c} \right) \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} y + C_{0c} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial z} y + C_{1c} \right)^2 \right]^{\frac{1-m}{2m}} dy dy \quad (6-37)$$

6.5 分析与讨论

给定熔体输送段的流率、长径比、压力降等参数,由方程(6-33)、(6-34)、(6-35)和(6-37)可求得两个积分常数、x 向的压力梯度和转速。求解过程采用 MathCAD 中的 Given-Find 求解模块实现,先假定四个未知数的初始值,程序可求出一组黏度变化值,并得出相应的未知数值,然后利用 MathCAD 中的插值函数进行线性插值,求得任一黏度下的四个未知量,反代回相应方程中求得相应结果,然后代入方程(6-14)、(6-21)得到内外螺杆的温度分布。

6.5.1 与文献结果对比

为验证本文热量传递模型的正确性,分别采用文献[132]和文献[133]提供的实验条件和计算参数,将文献[132]、文献[133]的模拟结果和实验结果与本文的数值计算进行了对比。

Manab Kumar Das et al.^[132] 将运动方程与能量方程耦合,建立了熔体输送段的熔体流动模型,利用有限单元法计算了幂率流体的压力、温度分布的数值解,并和实验值进行对比。在 Manab Kumar Das 的模型中,假定螺杆绝热,机筒恒温。利用本文的模型,分别和文献^[132]的模拟结果和实验结果进行对比,如图 6-3,其中螺杆转速分别为 100 r/min、60r/min 和 20r/min,挤出物料为 LDPE。从图 6-3 可以看出,当螺杆

转速为 100 r/min 时, 利用本文模型计算的温度分布略低于文献^[132]的模拟结果, 但更接近实验值; 当螺杆转速为 60r/min 时, 利用本文的模型计算的温度分布拐点略低于文献^[132]的模拟结果, 模拟结果也低于实验值; 当螺杆转速为 20r/min 时, 文献^[132]的模拟结果偏高, 而本文的计算值和实验值较接近。

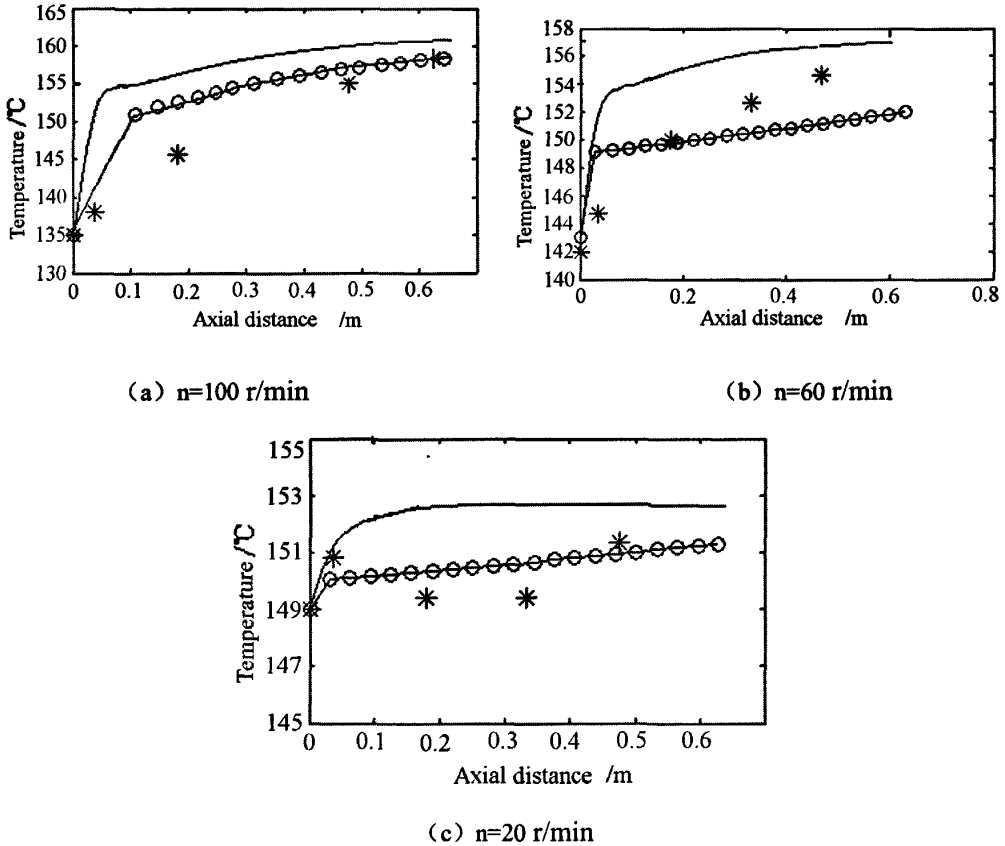


图 6-3 与文献^[132]轴向温度分布的对比

—文献^[132]的模拟值； * -实验值^[132]； ○-本文的模拟值

Fig.6-3 Comparison of temperature distribution along axial direction with the literature^[132]

—simulated value of the literature^[132]； * -experimental results of the literature^[132]；

○-simulated value by the present model

R V Chiruvella et al.^[133] 建立了熔体输送段的二维等温模型, 在他们的模型中, 熔体沿螺槽方向是充分发展的, 螺杆中温度梯度也忽略不计, 在能量方程中主要考虑了机筒热和黏性剪切热, 并通过迭代运算法则求得了该模型的数值解。R V Chiruvella 的模型和本文所建立的二维模型比较接近, 具有可比性。图 6-4 和图 6-5 分别对比了 R V Chiruvella 的二维模型和本文模型的计算结果, 计算条件选用文献^[133]中的 3 号机头。其中图 6-4 为螺杆转速为 $n=200$ r/min 和 $n=150$ r/min 两种情况下轴向熔体温度分布的对比结果, 图 6-5 为螺杆转速为 $n=175$ r/min, 轴向位置为 $z=0.9795$ m 处槽深方向熔体温度分布的对比结果。

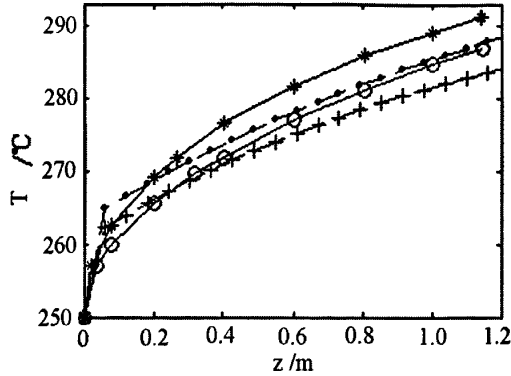


图 6-4 与文献^[133]轴向温度分布的对比

$n=200\text{r/min}$: * -by Raman V.Chiruvella; ● -本文模型

$n=150\text{r/min}$: ○ -by Raman V.Chiruvella; × -本文模型

Fig.6-4 Comparison of temperature distribution along axial direction with the literature^[133]

$n=200\text{r/min}$: * -simulated results by Raman V.Chiruvella; ● -simulated results by present model

$n=150\text{r/min}$: ○ -simulated results by Raman V.Chiruvella; × -simulated results by present model

从图 6-4 可以看出, 利用本文模型计算的轴向熔体平均温度分布略低于 R V Chiruvella.et al.的计算结果, 但两者的拐点一致, 总体分布趋势一致。从图 6-5 槽深方向温度分布可以看出, 在槽深 $0\sim 0.4H_3$ 之间两者的结果较接近, 在 $0.4H_3\sim H_3$ 之间, 本文的计算值略低于文献[133]的模拟值, 但两者的分布趋势和拐点均一致。

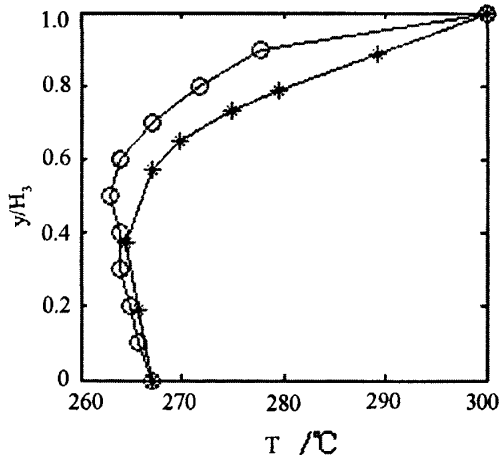


图 6-5 与文献^[133] 槽深方向温度分布的对比

* - $n=175\text{r/min}$, by Raman V.Chiruvella. ○ - $n=175\text{r/min}$, 本文模型

Fig.6-5 Comparison of temperature distribution along channel depth direction with the literature^[133]

* - $n=175\text{r/min}$, simulated results by Raman V.Chiruvella

○ - $n=175\text{r/min}$, simulated results by present model

通过与 Manab Kumar Das et al.的传热模型和 R V Chiruvella.et al.的二维非等温模型对比可以看出, 本文建立的二维非等温模型能正确反映单螺杆挤出过程熔体输送段的熔体温度变化, 数值计算结果与文献实验值和模拟值比较接近。

6.5.2 新型挤出机幂率流体熔体温度分布

表 6-1 是内外螺杆熔体输送段熔体温度模拟计算的初始参数,加工物料为 LDPE。

表 6-1 嵌套螺杆式新型挤出机熔体温度模拟计算的初始参数

Table.6-1 Calculated parameters of temperature distribution of the nesesd screw novel extruder

项 目	外螺杆	内螺杆
螺槽深度, H_3 /m	0.0025	0.002
导程, S/m	0.032	0.032
压力差, ΔP /MPa	8	8
熔体输送段长度, L/m	0.7	0.4
熔体热导率, λ / $J \cdot m^{-1} \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}$	0.133	0.133
熔体比定压热熔, C_p J/Kg·K	2200	2200
幂率指数, m	0.45	0.45
黏温系数, β / $^{\circ}C^{-1}$	0.011	0.011
熔体密度, $kg \cdot m^{-3}$	810	810
物料熔点, T_o / $^{\circ}C$	135	135
熔体入口温度, T_n / $^{\circ}C$	135	135
外螺杆温度, T_s / $^{\circ}C$	135	
机筒温度, T_b / $^{\circ}C$	157	

6.5.2.1 外螺杆轴向熔体温度分布

表 6-2 是内外螺杆不同转速下对应的产量,产量的计算利用第五章的计算模型。

表 6-2 内外螺杆对应的转速和产量

Table.6-2 Rotational speeds and flow rates of inner screw and outer screw

	n_1	n_2	n_3	n_4
外螺杆转速 r/min	70	80	100	120
外螺杆熔体流率 ($\times 10^{-6}$) $m^3 \cdot s^{-1}$	7.0725	8.1683	10.161	12.153
内螺杆转速 r/min	10	20	30	40
内螺杆熔体流率 ($\times 10^{-6}$) $m^3 \cdot s^{-1}$	3.7704	4.7375	6.1719	7.6063

图 6-6 为不同转速下外螺杆轴向平均温度分布,机筒设定温度为 $T_b=157^{\circ}C$ 。从图 6-6 中可以看出,外螺杆轴向熔体温度沿轴向距离呈近似线性函数增加。随物料停留时间和剪切作用的增加,熔体温度也随之增加,当 $n_1=70r/min$ 时,熔体输送段的末端比入口处的熔体温度高出近 $18^{\circ}C$ 。从图 6-6 中也可以看出,在同一轴向位置处,螺杆转速增大,熔体温度也增大,而且随轴向距离的增加,这种趋势更明显。因螺杆转速比较高时,虽然熔体的停留时间减小,从机筒的传导热减小,但物料的剪切热比较大,所以熔体温度的变化幅度较大,当 $n_4=120 r/min$ 时,熔体输送段末端比入口处的熔体温度高出近 $23^{\circ}C$ 。但是,轴向距离比较小时,螺杆转速对熔体温度的影响比较小,

因为过多的剪切热及时通过螺杆芯部的冷却源带走。

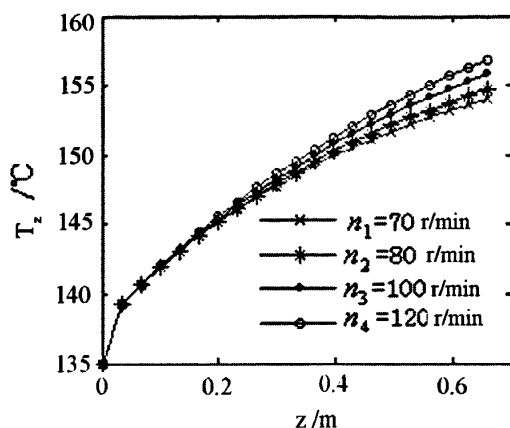


图 6-6 不同转速下外螺杆熔体轴向平均温度分布

Fig.6-6 Average temperature distribution of outer screw along axial direction with various screw speeds

图 6-7 是在外螺杆转速 $n_1=70\text{r/min}$ 和机筒温度 $T_b=157^\circ\text{C}$ 下, 不同槽深处外螺杆熔体轴向的平均温度分布。从图 6-7 可以看出, 不同槽深位置, 熔体温度变化较大, 特别是槽深中间位置。这是因为, 物料在螺杆不同位置的剪切热不同, 在槽深中间位置, 熔体的轴向合速度最大, 因此熔体的剪切热也最大, 而剪切热又是熔体温度变化的主要热源, 因此熔体温度增加幅度较大。

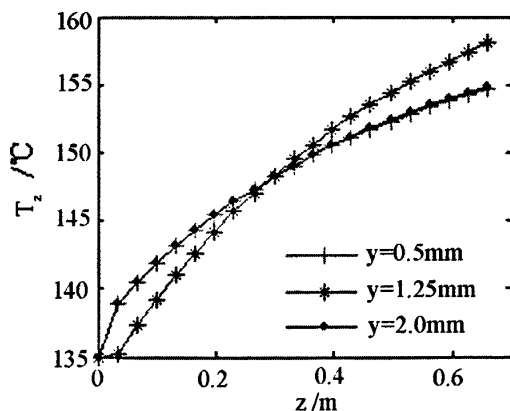


图 6-7 不同槽深位置处外螺杆熔体轴向平均温度分布 ($n_1=70\text{r/min}$, $T_b=157^\circ\text{C}$)

Fig.6-7 Average temperature distribution of outer screw along axial direction at different channel depth locations ($n_1=70\text{r/min}$, $T_b=157^\circ\text{C}$)

图 6-7 也说明外螺杆熔体温度沿轴向分布不均匀, 特别是槽深中间层物料。此外, 从图 6-7 也可以看出, 当轴向距离 $z < 0.3\text{m}$ 时, 中间层熔体温度低于其它位置的熔体温度; 当 $z > 0.3\text{m}$ 时, 中间层熔体温度高于其它位置的熔体温度。这说明, 当 $z = 0.3\text{m}$ (约 $6D$) 时, 熔体温度分布比较均匀, 熔体输送段的长度最佳, 这和下文槽深温度分布的分析结果相一致。

图 6-8 是在外螺杆转速 $n_1=70\text{r/min}$ 时, 机筒温度对外螺杆轴向平均熔体温度分布

的影响。从图中可以看出, 随机筒温度提高, 轴向熔体温度变化较大。这说明, 当外螺杆芯部冷却时, 机筒传热对外螺杆熔体温度的影响较大。

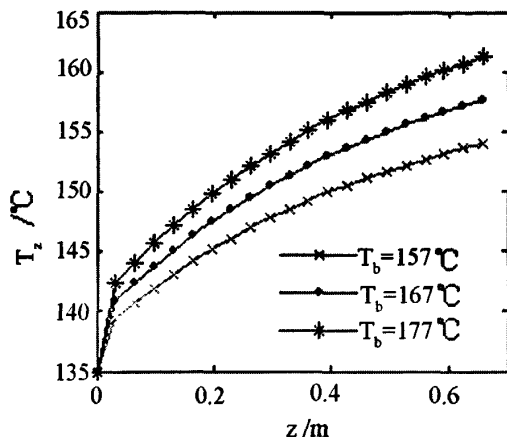


图 6-8 不同机筒温度下外螺杆轴向平均熔体温度分布 ($n_1=70\text{r/min}$)

Fig.6-8 Average temperature distribution of outer screw along axial direction with different barrel temperature ($n_1=70\text{r/min}$)

6.5.2.2 内螺杆轴向熔体温度分布

当内外螺杆同时旋转时, 内挤出系统等效于螺杆机筒同时旋转。下面的分析计算, 内外螺杆的转速按表 6-2 的数值一一取定, 如, 内螺杆转速为 10r/min , 则外螺杆对应转速为 70r/min 。

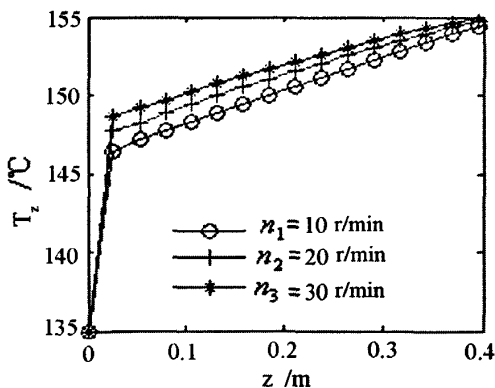


图 6-9 不同转速下内螺杆熔体轴向平均温度分布

Fig.6-9 Average temperature distribution of inner screw along axial direction with various screw speeds

图 6-9 为不同转速下内螺杆熔体轴向平均温度分布。从图中可以看出, 内螺杆轴向温度变化趋势和外螺杆基本相同, 在熔体输送段的开始处, 熔体温度急剧增加, 其后沿螺杆轴向熔体温度呈近似线性函数增加。当外螺杆转速为 70r/min 和内螺杆转速为 10r/min 时, 内螺杆熔体输送段的末端比入口处的熔体温度高出近 20°C 。螺杆转速较高时, 物料剪切热较大, 因此熔体温度变化较大。从图中也可以看出, 内螺杆轴向

熔体温度始终大于外螺杆的温度，说明内螺杆在熔体输送段需要把过多的热量导走。

图 6-10 是在内螺杆转速为 10r/min 和外螺杆转速为 70r/min 时，不同槽深位置处内螺杆熔体的轴向温度分布。从图中可以看出，不同槽深位置，内螺杆熔体温度变化较大。靠近外螺杆内表面，熔体温度较大。这是因为，越靠近外螺杆内表面，熔体的剪切热越大，而剪切热又是主要热源，因此熔体温度增加更迅速。

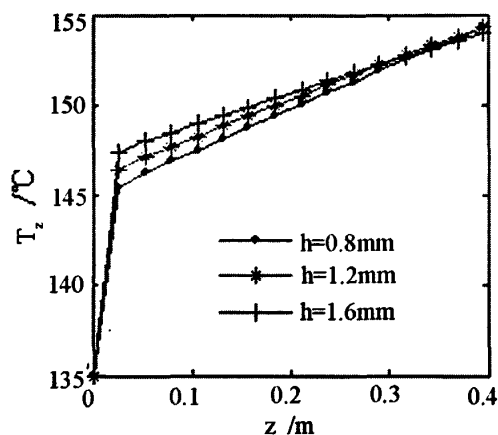


图 6-10 不同槽深位置处内螺杆熔体轴向温度分布 ($n_1=10\text{ r/min}$)

Fig.6-10 Average temperature distribution of inner screw along axial direction at different channel depth locations ($n_1=10\text{ r/min}$)

6.5.2.3 外螺杆槽深方向熔体温度分布

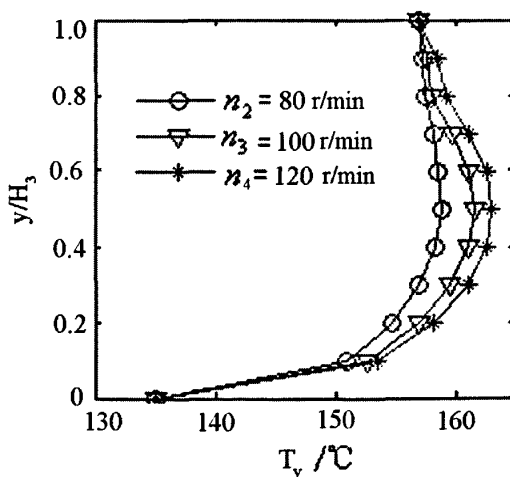


图 6-11 不同转速下外螺杆槽深方向熔体温度分布 ($T_b=157^\circ\text{C}, z=0.7\text{m}$)

Fig.6-11 Temperature distribution of outer screw along channel depth direction with various screw speeds ($T_b=157^\circ\text{C}, z=0.7\text{m}$)

图 6-11 为机筒温度 $T_b=157^\circ\text{C}$ 和轴向位置 $z=0.7\text{m}$ 处，外螺杆转速对槽深方向熔体温度分布的影响。从图中可以看出，外螺杆槽深方向熔体温度分布随外螺杆转速的

增加而增加,但这种影响不十分明显,这和塑料熔体的热传导性有关。从图 6-11 也可以看出,外螺杆的熔体温度从螺槽底面急剧升高,直到约为槽深的 10% 位置,其后熔体温度基本上保持一恒值。

图 6-12 为外螺杆转速 $n_1=70 \text{ r/min}$ 和机筒温度 $T_b=157^\circ\text{C}$ 条件下,不同轴向位置外螺杆槽深方向熔体温度分布。从图中可以看出,在槽深 $y=0\sim 0.225\text{mm}$ 间(约为槽深的 10%),熔体温度急剧增大,其后熔体温度基本上保持一恒值。在槽深 $y=0.225\text{mm}\sim 2.25\text{mm}$ (约为槽深的 10%),熔体温度又急剧增大,并达到最大值。说明在槽深方向绝大多数位置处熔体温度比较均匀(约占槽深的 80%)。在接近机筒表面处,熔体的剪切热最大,剪切热是熔体温度变化的主要热源,在螺杆底面,剪切热较小,热传导是熔体温度变化的主要热源。因此,通过螺杆芯部加热和机筒冷却,可使外螺杆的熔体温度更加均匀。

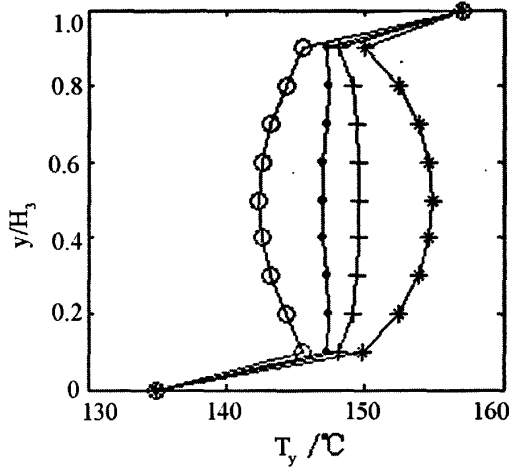


图 6-12 不同轴向位置处外螺杆槽深方向熔体温度分布 ($n_1=70\text{r/min}$, $T_b=157^\circ\text{C}$)

○— $z=0.172\text{m}$; ●— $z=0.276\text{m}$; +— $z=0.344\text{m}$; *— $z=0.517\text{m}$;

Fig.6-12 Temperature distribution of outer screw along channel depth direction

at different axial locations ($n_1=70\text{r/min}$, $T_b=157^\circ\text{C}$)

○— $z=0.172\text{m}$; ●— $z=0.276\text{m}$; +— $z=0.344\text{m}$; *— $z=0.517\text{m}$;

从图 6-12 也可以看出,随轴向距离增加,槽深方向熔体温度由不均匀先趋向均匀,后又不均匀,这说明熔体输送段的长度存在最佳值,约为 $6D\sim 7D$,此位置 y 方向深熔体温度趋向均匀,这和图 6-7 的分析结果相一致。

6.5.2.4 内螺杆槽深方向熔体温度分布

图 6-13 为在内螺杆轴向位置 $z=0.4\text{m}$ 处,不同转速下内螺杆槽深方向的熔体温度分布。从图中可以看出,螺杆转速对内螺杆槽深方向的熔体温度变化的影响不明显,内螺杆熔体温度从螺槽底部到顶部呈递减趋势,螺槽根部熔体温度最高。因为在物理建模时,内螺杆假定是绝热的,内螺杆相当于外螺杆的冷却源,外螺杆过多的热量可

通过热传导传给内螺杆。

从图 6-13 也可以看出, 当外螺杆转速为 100 r/min, 内螺杆转速为 30 r/min 时, 内螺杆螺槽底部的熔体温度已达 159℃, 因内螺杆相当于绝热系统, 须通过内螺杆芯部冷却的方法来降低内螺杆螺槽底部的熔体温度。从图中也可以看出, 从螺槽底面到内螺杆槽深的 60% 处, 熔体温度随螺杆转速的增加而增加, 而后, 熔体温度随螺杆转速的增加而略有下降, 内螺杆槽深方向熔体温度的均匀性不如外螺杆。

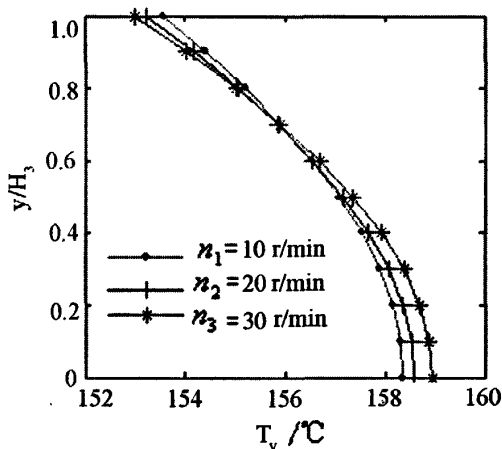


图 6-13 不同转速下内螺杆槽深方向的熔体温度分布

Fig.6-13 Temperature distribution of inner screw along channel depth direction with various inner screw speeds

图 6-14 为内外螺杆转速分别为 10 r/min 和 70 r/min 时, 内螺杆不同轴向位置处槽深方向的熔体温度分布。从图中可以看出, 随轴向距离增大, 内螺杆槽深方向熔体温度分布的均匀性降低, 在轴向距离 $z=0.106\text{m}$ (约为 $3.5D$) 处, 槽深方向熔体温度分布比较均匀。这是因为, 随轴向距离增加, 熔体的停留时间和剪切热增加, 而内螺杆又是绝热的, 因此增加了熔体温度的不均匀性。

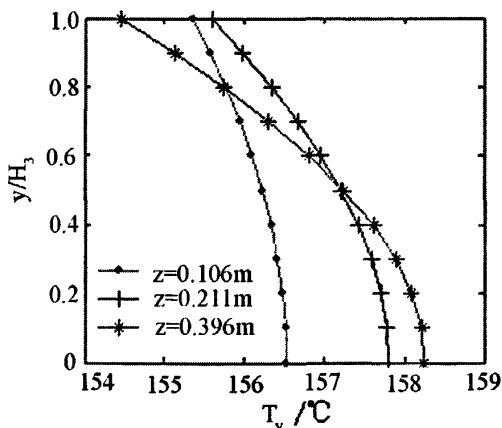


图 6-14 内螺杆不同轴向位置槽深方向的熔体温度分布

Fig.6-14 Temperature distribution of inner screw down channel depth at different axial locations

图 6-14 也说明, 当内螺杆熔体输送段比较长时, 必须通过内螺杆芯部冷却的方法来降低内螺杆螺槽底部的熔体温度, 从而提高内螺杆熔体温度的均匀性。

6.5.2.5 内外螺杆熔体黏度分布

图 6-15 为内外螺杆转速分别为 10 r/min 和 70 r/min 时, 内外螺杆熔体黏度沿轴向的变化趋势。从图中可以看出, 沿轴向距离增加, 内外螺杆熔体黏度均逐渐减小, 因所选流体 LDPE 属于假塑性流体, 具有剪切变稀的性质。图 6-15 的模拟曲线和理论分析较一致。从图 6-15 也可以看出, 外螺杆熔体黏度剪切变稀的趋势大于内螺杆, 因为外螺杆直径较大, 轴向速度大, 所以熔体剪切较大。

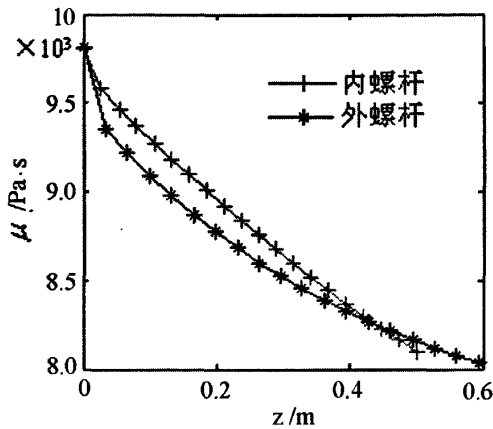


图 6-15 内外螺杆熔体黏度的变化

Fig.6-15 Melt viscosity changes of the inner screw and outer screw

6.6 本章结论

1) 通过动量方程和能量方程的耦合, 建立了嵌套螺杆式新型挤出机内外螺杆熔体输送段的传热模型, 采用拉普拉斯变换详细求解了内外螺杆熔体输送段的熔体温度分布, 并通过与文献模拟值和文献实验值的对比验证了该模型的正确性。

2) 针对幂率流体模拟了一定工艺条件下的内外螺杆熔体沿轴向和沿槽深方向的温度分布, 详细分析和讨论了螺杆转速和机筒温度对内外螺杆熔体温度的影响。内外螺杆轴向熔体温度研究结果表明: 内螺杆轴向温度变化趋势和外螺杆基本相同, 在熔体输送段的开始处, 熔体温度急剧增加, 其后沿螺杆轴向熔体温度呈近似线性函数增加, 内螺杆轴向熔体温度大于外螺杆轴向熔体温度; 随轴向距离的增大, 螺杆转速对内外螺杆轴向温度分布的影响较明显; 外螺杆轴向熔体温度随机筒温度增大而增大。

3) 分析和研究了内外螺杆槽深方向的熔体温度分布。研究结果表明: 外螺杆熔体温度从螺槽底面急剧升高, 直到约为槽深的 10% 位置, 其后熔体温度基本上保持一

恒值，随外螺杆轴向位置增加，槽深方向熔体温度由不均匀趋向均匀，后又不均匀，外螺杆熔体输送段的最佳值长度约为 $6D\sim 7D$ ；内螺杆熔体温度从螺槽底部到顶部呈递减趋势，从螺槽底面到槽深的 60% 处熔体温度随内螺杆转速的增加而增加，其它位置处熔体温度随内螺杆转速的增加而略有下降，内螺杆槽深方向熔体温度的均匀性不如外螺杆，因内螺杆相当于绝热系统，须通过内螺杆芯部冷却的方法来降低内螺杆螺槽底部的熔体温度。这对于正确设计嵌套螺杆式新型挤出机的螺杆几何参数和科学制定挤出工艺参数具有理论指导的意义。

第七章 新型挤出机的挤出性能评价

在嵌套螺杆式新型挤出机的结构设计、固体输送理论研究和熔体输送理论研究的基础上,本课题成功研制了内外螺杆直径组合为 32/50 的嵌套螺杆式新型挤出机,并成功实用了单机双层复合共挤出的目的。为考查嵌套螺杆式新型挤出机内外挤出系统的设计效果和挤出性能,本章分别从加料状况、挤出产量、机头复合状况、扭矩以及内外螺杆塑化效果等角度进行了实验研究。

7.1 实验设备

实验设备为本课题研制的嵌套螺杆式新型挤出机,如图 7-1 所示。该机由上海三垒挤出机厂加工制造,内外螺杆直径组合为 32/50。

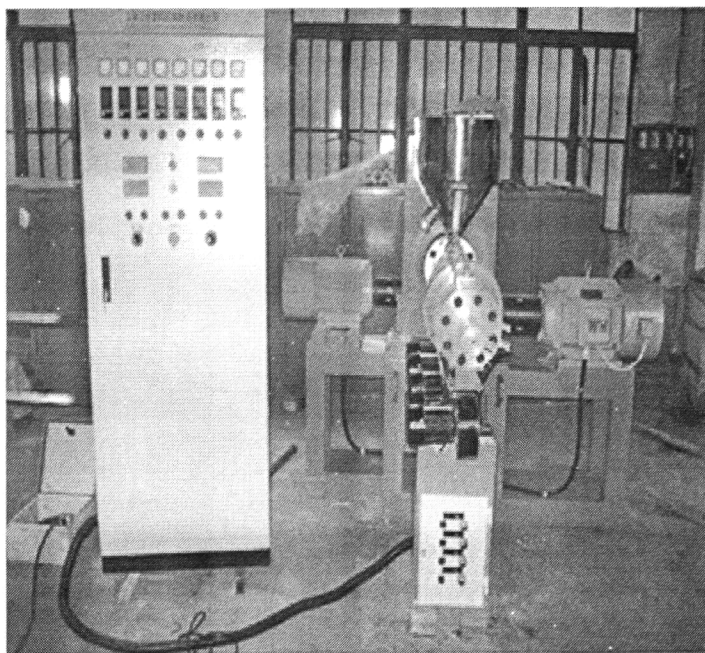


图 7-1 嵌套螺杆式新型挤出机

Fig.7-1 The nested screw novel screw extruder

7.2 实验原料

挤出物料,高密度聚乙烯(HDPE),粒料,型号:5000S,北京燕山石化有限公司生产,HDPE的熔体密度取 $850\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ 。该材料分子量高且分子量分布较窄、可纺性、牵伸性能好,直线强度、结节强度均衡好,制品打结强度高及具有良好的加工性能和机械性能等。内外螺杆的加工物料均采用HDPE-5000S,为清楚区分内外螺杆的挤出状况,内螺杆挤出物料添加红色色母粒HDPE,添加量为1.0wt%。

7.3 结果与分析

挤出机各区温度设置：第一段：180.4℃；第二段：185.4℃；第三段：190.6℃；第四段：193.4℃；第五段：193℃；机头一段 195.3℃；机头二段：193.1℃。

7.3.1 内螺杆加料状况

对本课题研制的嵌套螺杆式新型挤出机，内外螺杆均采用溢流喂料方式。图 7-2 和图 7-3 分别是不同情况下嵌套螺杆式新型挤出机内螺杆粒料的加料状况。

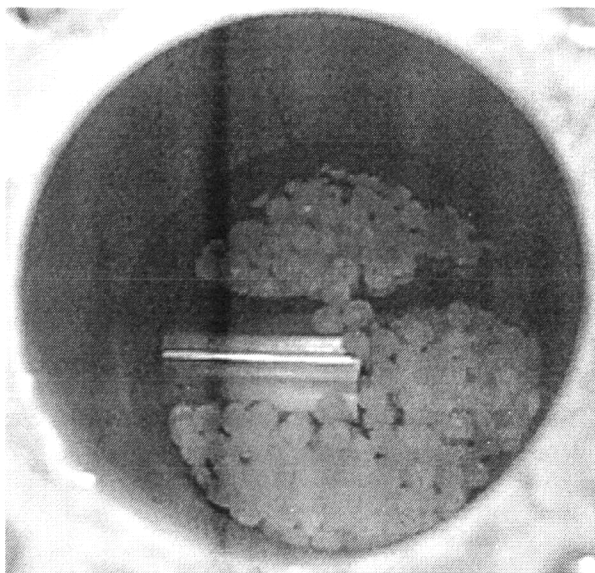


图 7-2 外螺杆旋转内螺杆静止时内螺杆的喂料

Fig.7-2 Photo of inner screw feeding with rotating outer screw and stationary inner screw

外螺杆旋转内螺杆静止时内螺杆的喂料状况如图 7-2 所示。实验表明，当外螺杆旋转内螺杆静止时，内螺杆只有少部分物料被输送。这是因为外螺杆旋转的离心力破坏内螺杆溢流喂料的条件，粒料到达内螺杆时不具有流动性或流动性遭到了削弱，即外螺杆的离心作用阻碍了内螺杆的喂料。内螺杆物料没有沿内螺杆轴向运动的初速度，在外螺杆离心作用下大部分物料只能在加料孔处沿外螺杆旋转，而不能沿内螺杆向前输送。

当内外螺杆同时旋转时，内螺杆喂料很顺利，如图 7-3 所示。这是因为当内螺杆旋转时，因内螺杆螺棱的推动作用，物料具有沿螺杆轴向的初速度，内螺杆加料口的物料具有较好的流动性，再加上内螺杆的旋转作用，克服了外螺杆的离心作用。因此，内螺杆的喂料非常顺利。

因此，无论内螺杆静止或旋转，要实现内螺杆顺利喂料，喂料口处的物料必须克服外螺杆的离心作用，同时物料具有流动性，两者缺一不可。根据这个结论也可以改造普通单螺杆挤出机的加料口，即加料口做成有角度的，倾斜角度和螺杆螺纹升角一

致，这样物料从加料口底部进入螺杆后，具有沿螺槽方向运动的初速度，有利于提高螺杆挤出机的固体输送能力。

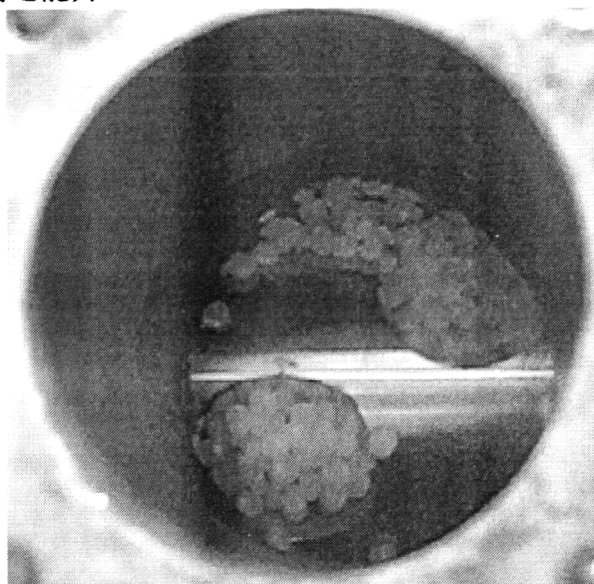


图 7-3 内外螺杆同时旋转时内螺杆的喂料

Fig.7-3 Photo of inner screw feeding with rotating outer screw and opposite rotating inner screw

从实验现象也可分析离心力对内螺杆固体输送的影响。当内螺杆静止外螺杆旋转时，在外螺杆旋转下，内螺杆加料口处物料存在的力有：外螺杆摩擦力、内螺杆摩擦力、内螺杆螺棱推力（较小），但是因为没有内螺杆离心力作用，物料与外螺杆的作用力减小，导致外螺杆与物料的摩擦力减小，又因为外螺杆向心力作用，物料与内螺杆的摩擦阻力增大，其综合效果是摩擦阻力大于外螺杆摩擦驱动力，因此内螺杆的物料输送效果不理想。当内螺杆旋转，外螺杆静止时，在内螺杆离心力作用下，物料与外螺杆的作用力始终大于物料与内螺杆的作用力，物料与外螺杆的摩擦主动力大于内螺杆的摩擦阻力，因此，内螺杆物料输送很顺利。当内外螺杆同时旋转时，外螺杆对物料有向心力作用，内螺杆对物料有离心力作用，在二者的作用下，物料很快被压实，而且内螺杆对物料的离心力大于外螺杆对物料的向心力，因此物料与外螺杆的摩擦主动力大于内螺杆的摩擦阻力，又因为物料在一定程度上已经被压实，所以，当内外螺杆反向旋转时，内螺杆的喂料很顺利。

7.3.2 挤出产量分析

不同螺杆转速下内外螺杆产量的实验值和计算值如表 7-1 所示。从表 7-1 中可以看出，当内螺杆转速恒定时，内螺杆的产量随外螺杆转速的增加而增加，即使内螺杆转速很低，如 $n_2=2r/min$ ；当外螺杆转速恒定时，内螺杆的产量也随内螺杆转速的增加而增加。这两种效果对提高内螺杆的产量是等效的，因为这两种情况均可提高内螺杆的相对转速。从表 7-1 也可以看出，无论是提高外螺杆转速还

是提高内螺杆转速，内螺杆相对于外螺杆的相对转速一定时，内挤压系统的产量比较接近，如 $n_1=8\text{r/min}$ ， $n_2=4\text{r/min}$ 时，内螺杆产量是 $1.747\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ ， $n_1=10\text{r/min}$ ， $n_2=2\text{r/min}$ 时，内螺杆产量是 $1.726\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ 。

表 7-1 嵌套螺杆式新型挤出机挤出产量的实验值与计算值

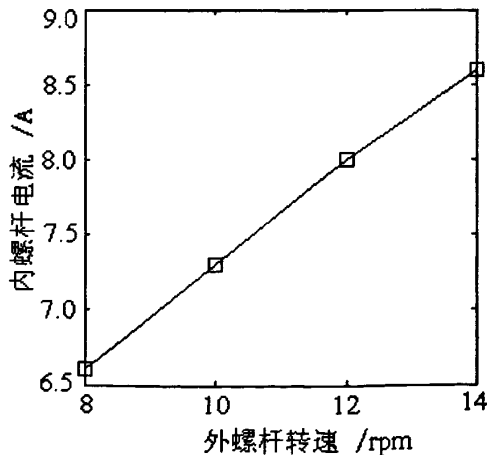
Table 7-1 Experimental data and calculated data of the output of the nested screw novel extruder

外螺杆 转速 n_1 /r/min	内螺杆 转速 n_2 /r/min	外螺杆 电流 I_1 /A	内螺杆 电流 I_2 /A	内螺杆产量 实验值 / $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$	内螺杆产量计算值 / $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$		
					$f_1=0.30$ $f_2=0.30$	$f_1=0.30$ $f_2=0.25$	$f_1=0.35$ $f_2=0.30$
8	2	11.5	6.7	1.543	1.980	5.702	4.955
8	4	12.1	7.3	1.747	2.377	6.843	5.945
8	6	12.6	7.7	2.053	2.774	7.984	6.938
8	8	13.0	8.6	2.359	2.980	9.124	7.923
10	2	11.6	6.6	1.726	2.377	6.843	5.945
12	2	12.7	7.3	2.012	2.774	7.984	6.938
14	2	13.7	8.0	2.298	2.980	9.124	7.923
14	3	13.8	8.6	3.170	3.364	9.694	8.424

*下标“1、2”分别对应外螺杆和内螺杆

此外，本文选用了三组不同的内外螺杆摩擦系数，利用第三章建立的固体输送模型计算了内螺杆的固体输送量。从表中可以看出，内螺杆的产量随外螺杆摩擦系数的增大而增大，随内螺杆摩擦系数的减小而增大。当内外螺杆的摩擦系数均取 0.3 时，理论计算值和实验值较接近，嵌套螺杆式新型挤出机的固体输送模型能较准确地计算内螺杆的固体输送流率。

7.3.3 螺杆扭矩分析



(a)

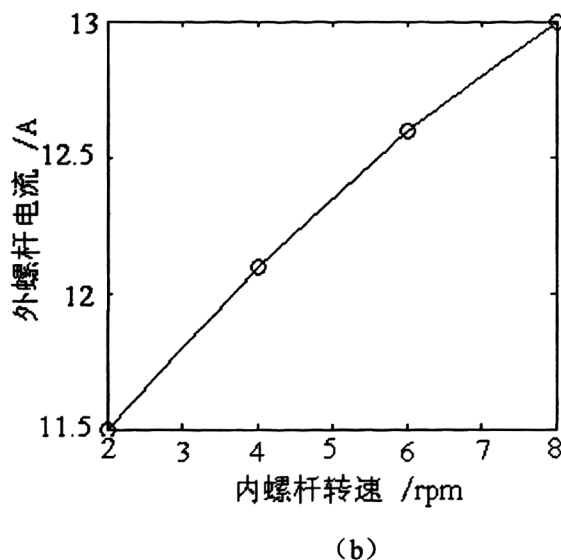


图 7-4 螺杆转速对内外螺杆扭矩的影响

(a) $n_2=8\text{r/min}$, (b) $n_1=2\text{r/min}$

Fig.7-4 Effect of screw rotational speeds on the torques of inner screw and outer screw

(a) $n_2=8\text{r/min}$, (b) $n_1=2\text{r/min}$

三相异步电机的输出扭矩与电流成正比，因此电流的变化可反映扭矩的大小。从表 7-1 中可以看出，当外螺杆转速恒定时，外螺杆扭矩随内螺杆转速的增加而增加；同样，当内螺杆转速恒定时，内螺杆扭矩也随外螺杆转速的增加而增加。从图 7-4 中可以清楚看到这一趋势。因外螺杆相当于内螺杆的机筒，内外挤出系统相互影响，外螺杆的旋转对内螺杆施加一反向扭矩，内螺杆的旋转也会对外螺杆施加一反向扭矩。因此，在进行螺杆强度校核时，必须考虑到这种反向叠加扭矩。

7.3.4 单机复合共挤状况

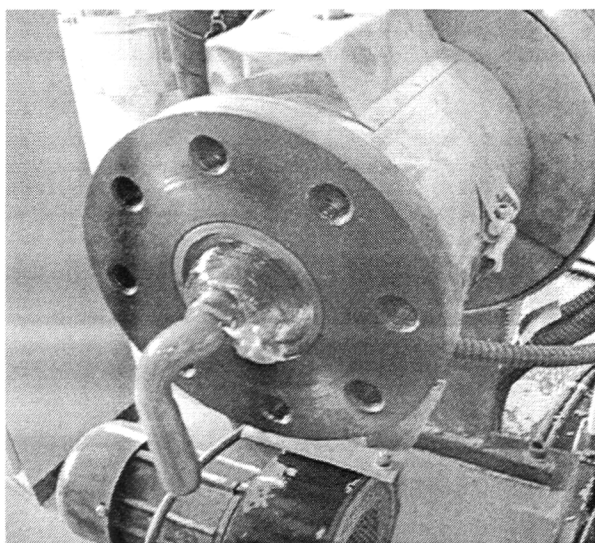


图 7-5 无机头挤出状况

Fig.7-5 Extrusion without the die

嵌套螺杆式新型挤出机内外层物料的挤出状况如图 7-5 和图 7-6 所示。其中，图 7-5 为无机头挤出状况，图 7-6 为安装棒材机头后的挤出状况。从图 7-5 中可以清楚看到内外挤出系统挤出物料的情形，其中红色为内层物料，白色为外层物料，在内外螺杆的共同作用下内层物料的塑化状况要优于外层物料，说明外螺杆的作用有助于提高内螺杆的塑化能力。由图 7-6 可以看出，经单机双层复合共挤棒材机头成型后，内外层分层分明，成型连续、良好，本课题棒材机头的设计达到了单机双层复合共挤的设计要求。

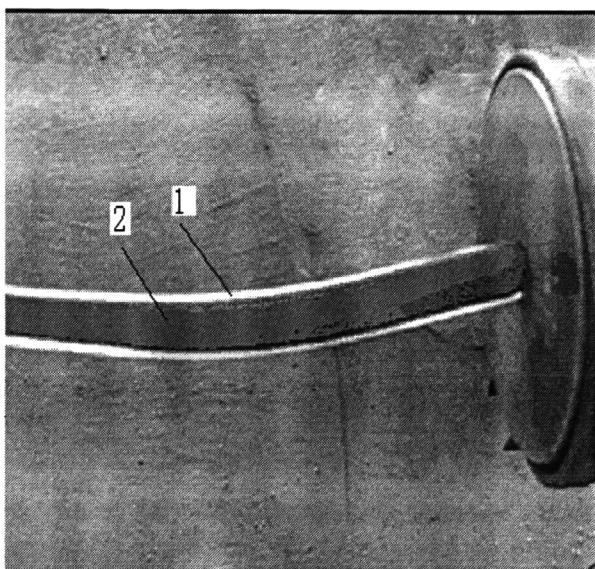


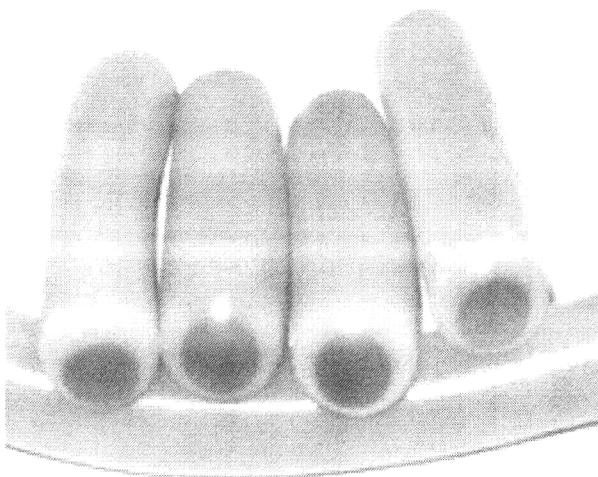
图 7-6 挤出制品照片

1-外层, 2-内层

Fig.7-6 Photo of the production using the novel extruder

1-outer layer,2-inner layer

图 7-7 是利用嵌套螺杆新型挤出机和单机双层复合共挤棒材机头挤出成型的双层复合共挤棒材制品，其中 7-7(a)是棒材制品，7-7(b)是棒材制品的纵向截面，7-7(c)是棒材制品的横向截面。



(a)

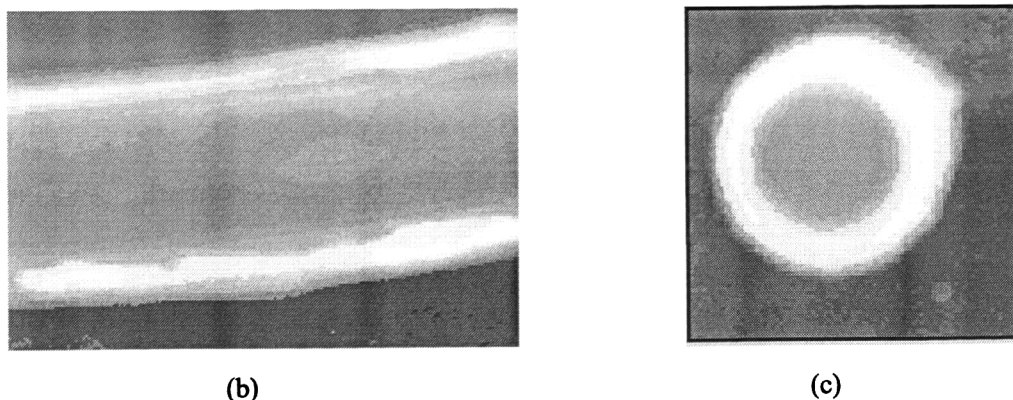


图 7-7 单机双层复合共挤制品

(a) 棒材制品；(b) 棒材纵向截面；(c) 棒材横向截面

Fig.7-7 Two-layer coextrusion products using the novel extruder

(a) bar productions；(b) longitudinal cross-section；(c) axial cross-section

7.4 本章结论

1) 在嵌套螺杆式新型挤出机的结构设计、固体输送理论研究和熔体输送理论研究的基础上,本课题成功研制了内外螺杆直径组合为 32/50 的嵌套螺杆式新型挤出机,并成功实用了单机双层复合共挤出的目的,弥补了国内单机复合共挤技术的空白。

2) 分别从加料状况、挤出产量、扭矩以及内外螺杆塑化效果等角度进行了实验研究,考查嵌套螺杆式新型挤出机内外挤出系统的设计效果和挤出性能,实验研究表明:当外螺杆旋转内螺杆静止时,外螺杆旋转时的离心力破坏内螺杆溢流喂料的条件,内螺杆喂料较困难;当内外螺杆反向旋转时,内螺杆喂料很顺利。内螺杆的产量随内外螺杆转速的增加而增加,无论是提高外螺杆转速还是提高内螺杆转速,只要内螺杆相对于外螺杆的相对转速增大,内挤压系统的产量就增大;外螺杆的旋转对内螺杆施加一反向扭矩,内螺杆的旋转也对外螺杆施加一反向扭矩;外螺杆的旋转拖曳有助于提高内螺杆的塑化质量。

3) 对嵌套螺杆式新型挤出机的机头挤出状况进行了实验研究,研究表明:经单机双层棒材复合共挤机头成型后,内外层分层分明,成型连续、良好,本课题棒材机头的设计达到了单机双层复合共挤的设计要求。

第八章 全文总结

本文以嵌套螺杆式新型挤出机的研制和理论研究为主线,对嵌套螺杆式新型挤出机的设计原理、喂料系统、挤压系统、传动系统、固体输送段的固体输送模型和固相温度分布、熔体输送段的熔体输送模型和熔体温度分布等方面进行探索和研究。在系统设计和理论分析的的指导下,成功研制了国内首台具有自主知识产权的内外螺杆组合为 32/50 的嵌套螺杆式新型挤出机,并通过实验样机,验证了其设计原理和挤出效果,成功实现了单机双层复合共挤出,填补了国内单机复合共挤技术的空白。从设计、理论完善以及应用开发的角度来说,本文只能是系统工程的开始。作者希望本论文能为后续的研究工作起到抛砖引玉的作用,同时也希望业内专家能对我所作的工作提出宝贵意见。

8.1 本文所做的主要工作和取得的阶段性成果

1、运用系统工程设计原理,全面剖析了嵌套螺杆式新型挤出机的工作原理、结构特点和设计难点,重点对喂料系统、挤压系统、传动系统和单机双层复合共挤棒材机头进行了结构设计,包括选材、强度校核和结构优化,并利用 ANSYS 有限元分析软件对外螺杆危险截面处的应力集中进行了分析。确定采用穿过屏障喂料方式,外螺杆材质选用 3Cr2W8V,内螺杆材质选用 38CrMoAlA,内外挤出系统均采用独立的蜗轮蜗杆传动装置。

2、构建了嵌套螺杆式新型挤出机的固体输送模型。该模型首次考虑了螺杆离心力和物料压缩性的综合作用,并对挤出过程固体输送段的固相速度和加速度进行了探讨,分析讨论了内外螺杆固体输送段的牵引角变化、压力分布及速度分布等,提出了极限压力和极限牵引角的概念。

研究表明:内外螺杆固相沿螺槽方向的运动规律是变加速运动,螺杆离心力和物料压缩性对内外螺杆固体输送段的牵引角和压力分布具有较大影响;牵引角沿螺槽方向递减,并是压力、密度和螺槽升角的函数,最大牵引角和螺槽升角是互补关系;在固体输送段起始处,牵引角最大,压力最小,螺杆的离心作用很小;在固体输送段末端,牵引角最小,压力最大,螺杆的离心作用最强;螺杆转速和牵引角均影响固体输送的波动。通过这些理论分析可确定内外螺杆固体输送段的最佳长度和最佳槽深值。

3、对嵌套螺杆式新型挤出机固体输送段的固相温度分布进行了研究,构建了二维非等温固相温度模型,并通过与 Tadmor-Broyer 模型对比和在不同单螺杆挤出机

不同物料体系的实验分析,验证了该模型的正确性。利用有限差分数值方法详细推导和求解了机筒内表面、外螺杆底面和外螺杆内表面三个不同界面处的固相沿螺杆轴向和沿槽深方向的固相温度分布,并分析讨论了机筒温度、螺杆转速、摩擦系数及压力分布等因素对固相温度的影响。

研究表明:内外螺杆的固相界面温度沿轴向均呈近似指数函数的规律增加,外螺杆上表面的固相界面温度大于下表面;机筒温度和螺杆转速对外螺杆的固相界面温度及压力分布具有较大影响,内螺杆的固相摩擦热有助于降低外螺杆底面的摩擦系数和提高外螺杆的固体输送能力;界面温度达熔点时,内螺杆固体输送段的长度大于外螺杆;随轴向距离增大和螺杆转速增加,内外螺杆槽深方向热量传入的深度略有增大,但热量传入固相的深度都只有在15%~20%槽深的范围内。这些理论分析和数值计算为正确制定螺杆几何参数和挤出工艺参数提供了科学依据。

4、建立了嵌套螺杆式新型挤出机熔体输送段的熔体输送模型。该模型考虑了内螺杆轴反向拖曳、内螺杆螺棱的正向推力置换和外螺杆内表面正向拖曳的综合作用,并与文献对比验证了该模型的正确性。分析讨论了内螺杆熔体输送段的体积流率、熔体速度及横向流动等,重点分析了在内螺杆轴反向拖曳作用下、内螺杆螺棱的正向推力作用下、外螺杆内表面正向拖曳作用下、内螺杆轴和螺棱的共同作用下以及内螺杆轴、螺棱和外螺杆内表面三者共同作用下的内螺杆熔体等速线分布。

研究表明:内螺杆轴和外螺杆内表面单独旋转时,内螺杆熔体速度呈拖曳三角形线性分布,内螺杆旋转和内外螺杆反转时,内螺杆熔体速度均呈近似内凹的抛物线分布;不同情况下内螺杆熔体沿槽深的等速线分布存在很大差异,内螺杆螺棱和外螺杆内表面的影响较大。实验结果表明,本文模型能较好地模拟内螺杆拖曳流和外螺杆内表面的拖曳流,数值计算和实验值较一致。

5、构建了嵌套螺杆式新型挤出机熔体输送段熔体温度分布的传热模型,并通过与文献模拟值和文献实验值的对比验证了该模型的正确性。采用拉普拉斯变换详细推导了内外螺杆熔体温度分布的解析解,并针对幂率流体模拟了一定工艺条件下内外螺杆熔体沿轴向和沿槽深方向的温度分布。

研究表明:内外螺杆轴向温度变化趋势基本相同,在熔体输送段开始处,熔体温度急剧增加,其后沿螺杆轴向呈近似线性函数增加,内螺杆轴向熔体温度大于外螺杆轴向熔体温度,螺杆转速和机筒温度均影响内外螺杆的轴向熔体温度分布;内螺杆槽深方向熔体温度的均匀性不如外螺杆,内螺杆须通过芯部冷却的方法来降低螺槽底部的熔体温度,提高其熔体温度的均匀性。这些理论分析和数值计算为科学制定嵌套螺杆式新型挤出机的螺杆几何参数和挤出工艺参数提供了理论依据。

6、本研究取得的阶段性成果,不仅可为该机型的研制和应用提供理论依据,还可为我国高分子材料科学和技术的进步提供新的设备平台。

8.2 研究展望

本课题研制的国内首台嵌套螺杆式新型挤出机不仅可以用于提高挤出机的挤出效率，还可用于单机复合共挤出，特别是对同心度要求较高的复合共挤制品和小尺寸的精密制品，具有很大的潜在应用价值。在课题的研究中，由于个人水平和客观条件的限制，只能完成阶段性工作，以下内容尚待以后继续完成：

1、对嵌套螺杆式新型挤出机的结构进一步优化。

2、对嵌套螺杆式新型挤出机熔融混合机理研究。

本文仅对嵌套螺杆式新型挤出机的固体输送和熔体输送进行了理论和实验研究。螺杆机筒同时旋转或螺杆静止机筒旋转对聚合物的熔融塑化、混合效果及纤维取向等影响还有待进一步研究。

3、为拓展嵌套螺杆式新型挤出机的应用，今后需要进行更多方面且更深层次的实验研究。

参 考 文 献

- [1] 高峰,李海梅,申长雨. 挤出成型发展现状[J].工程塑料应用, 2003,31 (6): 52-55
- [2] H.S.Rowellan D .Finlayson, Engineering,1922,114:606-611
- [3] J.F.Carley R.S.Mallouk and J.Mckelvey. Ind.Eng.Chem. 1953,4,:974-982
- [4] Darnell W H, Mol E A J .Solid conveying in extruders [J]. J. Society of Plastics Engineers,1959, 12:20-29
- [5] TADMOR Z. Fundamentals of plasticating extrusion. I. A theoretical model for melting [J]. Polym. Eng.Sci.,1966, 6(3):185-190
- [6] F.Zhu and L.Chen, Studies on the theory of single screw plasticating extrusion. Part II: Non-plug flow solid conveying [J]. Polym Eng. Sci.,1991,31(15): 1117-1122
- [7] 尹华涛.多层复合制品加工成型工艺分析[J]. 中国包装,2003,23(2):89-91
- [8] Tulsiani, Pawan K. Multilayer co-extrusion of biodegradable thermoplastics to study the effect of interfacial slip at polymer walls [D].University of Minnesota,2002
- [9] Chang Dae Han, A Study of Coextrusion in a Circular Die [J]. Journal of Applied Polymer Science,1975,19: 1875-1883
- [10] G. Sornberger, B. Vergnes, J. F. Agassant. Two Directional Coextrusion flow of Two Molten Polymers in Flat Dies [J]. Polym. Eng.Sci.,1986, 26: 455-461
- [11] G. Sornberger, B. Vergnes, J. F. Agassant.Coextrusion Flow of Two Molten Polymers Between Parallel Plates: Non Isothermal Computation and Experimental Study [J]. Polym. Eng.Sci.,1986, 26:682-688
- [12] S. Puissant, B. Vergnes, Y. Demay, J. F. Agassant. A General Non-Isothermal Model for One -Dimensional Multilayer Coextrusion Flows [J].Polym. Eng.Sci., 1992, 32:213-220
- [13] S. Puissant, Y. Demay, B. Vergnes, J. F. Agassant. Two-Dimensional Multilayer Coextrusion Flow in a Flat Coat-Hanger Die.Part1: Modeling [J]. Polym. Eng.Sci., 1994, 54: 201-208
- [14] S. Puissant, B. Vergnes, J. F. Agassant.Two-Dimensional Multilayer Coextrusion Flow in a Flat Coat-Hanger Die.Part2: Experiments and Theoretical Validation [J]. Polym. Eng.Sci., 1996, 38: 936-942
- [15] Chung C H. New idea about solids conveying in screw extruders[C].J. Society of Plastics Engineers,1970 ,26 :32-36
- [16] Tedder W. A new theory of solid conveying in single screw[C]. J. Society of Plastics Engineers., 1971, 27:10-15
- [17] Schneider K. Reibverhalten von Kunststoffgranulat [J]. Kunststoffe, 1969, 59:97-102
- [18] Chan.I.Chung. Plasticating single-screw extrusion theory [J]. Polym. Eng.Sci.,1971, 11(2):93-98
- [19] E.Broyer, Z.Tadmor. Solids Conveying in Screw Extruders Parts I: A Modified Isothermal Model [J]. Polym. Eng.Sci, 1972, 12 (1):12-24
- [20] Campbell, G.A, Dontula, N. Solids transport in extruders [J]. International polymer Processing,1995:30-35
- [21] Tadmor.Z, Broyer.E. Solids conveying in screw extruders, Part II: Non isothermal model [J]. Polym. Eng.Sci., 1972, 12(5):378-386
- [22] D.Q.QIU AND P.PRENTICE. Influence of pressure on bulk density of polymer solid granules at different temperatures [J]. Advances in polymer technology ,1998, 17(1):23-36
- [23] Shiibo Zhang. Experiments and modeling of the flow and heat transfer in the solids conveying

- zone of single-screw food extrusion [D]. The state University of New Jersey, 2001
- [24] GATTALLA, PODIO-GUIDUGLI. On modeling the solids conveying zone of a plasticating extruder [J]. *Polym. Eng.Sci.*,1980, 20(11):709-715
- [25] P.A. Moysey, M.R. Thompson. Investigation of Solids Transport in a Single-Screw Extruder Using 3-D Discrete Particle Simulation [J]. *Polym. Eng.Sci.*,2004, 44(12):2203-2215
- [26] P.A. Moysey, M.R. Thompson. Modelling the solids inflow and solids conveying of single-screw extruders using the discrete element method [J]. *Powder Technology*, 2005, 153: 95-107
- [27] 房士增. 非塞流固体输送机理的研究[D]. 北京: 北京化工大学, 1984
- [28] 陈利钦. 熔融理论及其动态试验方法研究[D]. 北京: 北京化工大学, 1984
- [29] Qu Jinping, Shi Baoshan, Feng Yanhong, He Hezhi. Dependence of Solids Conveying on Screw Axial Vibration in Single Screw Extruders [J]. *Journal of Applied Polymer Science*, 2006, 102:2998-3007
- [30] C. I. CHUNG. Maximum Pressure developed by solid conveying force in screw extruders [J]. *Polym. Eng.Sci.*,1975, 15(1):29-34
- [31] J.G.A.LOVEGROVE, J.G.WILLIAMS. Pressure generation and mechanisms in the feed section of screw extruders [J]. *Polym. Eng.Sci.*, 1974, 14(8):589-594
- [32] A.J. Botten, A.S. Burbidge, S. Blackburn. A model to predict the pressure development in single screw extrusion [J]. *Journal of Materials Processing Technology* ,2003,135: 284-290
- [33] N.M.SMITH, J.PARNABY. Bulk density versus hydrostatic pressure characteristics of plastics in powder and pellet form [J]. *Polym. Eng.Sci.*,1980, 20(12):830-833
- [34] MARK.A.SPALDING, DONALD E.KIRKPATRICK, KUN S.HYUN. Coefficients of dynamic friction for low density polyethylene [J]. *Polym. Eng.Sci.*, 1993, 33(7):423-430
- [35] Chung C I, Hennessey W J, Tusim M H. Frictional behavior of solid polymers on a metal surface at processing conditions [J]. *Polym. Eng.Sci.*,1977 ,17(1) :9-20
- [36] D.Q.QIU, P.PRENTICE. Influence of pressure on bulk density of polymer solid granules at different temperatures [J]. *Advances in polymer technology*, 1998, 17(1):23-36
- [37] Gogos, C.G, Zafar, M. Sebastian, D.B, Hyun, K.S and Spalding, M.A., *SPE ANTEC Tech.Papers*, 1994,40:288-295
- [38] Hyun, K.S, Spalding, M.A. A and Hinton, C.E. Theoretical and experimental analysis of solids conveying in single-screw extruders[C]. *SPE ANTEC Tech.Papers*, 1996, 42:199-205
- [39] Hyun, K.S. Spalding, M.A. Bulk density of solid polymer resins as a function of temperature and pressure [J]. *Polym. Eng. Sci.*,1990, 30(10):571-576
- [40] MARK.A.SPALDING, DONALD E.KIRKPATRICK, KUN S.HYUN. Coefficients of dynamic friction for low density polyethylene [J]. *Polym. Eng.Sci.*,1993, 33(7):423-430
- [41] MARK.A.SPALDING, DONALD E.KIRKPATRICK, Cohen, B.R. An experimental study of the frictional and viscous forces response for solids conveying and melting in single-screw plasticating extrusions[C]. *SPE ANTEC Tech.Papers*, 1997, 43:202-205
- [42] Hyun, K.S. Spalding, M.A. A new model for solids conveying in single-screw plasticating extruders[C]. *SPE ANTEC Tech.Papers*, 1997, 163:211-218
- [43] 冯彦洪, 瞿金平等. 单螺杆挤出机熔融机理研究的发展[J]. *中国塑料*, 2002, 16(6):9-14
- [44] MADDOCK B. H. A visual analysis of flow and mixing in extruder screws[C]. *SPE ANTEC Tech. Papers* ,1959, 15:383-387
- [45] MENGES. G, KLENK .P. Aufschelz-und plastiziervorg & aumlinge beim verarbeiten von PVC hart-pulver auf einem einschnecken-extruder, Teil [J]. *Kunststoffe*, 1967, 57:677-682

- [46] DEKKER J. Verbesserte schneckenkonstruktion für das extrudieren von polypropylen [J]. *Kunststoffe*, 1976, 66:130-140
- [47] J. T. Lindt. Pressure development in the melting zone of a single screw extruder [J]. *Polym. Eng.Sci.*,1981, 21(17):1162-1166
- [48] PEARSON J R A, HALMOS A L, SHAPIRO J. Melting in single screw extruders [J]. *Polymer*, 1976, 17:905-912
- [49] B. Elbirli, J. T. Lindt, S. R. Gottgetreu, S. M. Baba. Mathematical modeling of melting of polymers in a single-screw extruder [J]. *Polym. Eng.Sci.*, 1984 (12), 24:988-999
- [50] J. T. Lindt, B. Elbirli. Effect of the cross channel flow on the melting performance of a single screw extruder [J]. *Polym. Eng.Sci.*, 1985, 25(7):412-418
- [51] D. W. Sundstrom, Chi-Chang Young. Melting rates of crystalline polymers under shear conditions [J]. *Polym. Eng.Sci.*, 1972, 12(1):59-63
- [52] R. C. Donovan. A theoretical melting model for plasticating extruders [J]. *Polym. Eng.Sci.*, 1971, 11(3):247-257
- [53] EDMONSON I R, FENNER R T. Melting of thermoplastics in single screw extruders [J]. *Polymer*, 1975, 16:49-54.
- [54] A. P. D. Cox, R. T. Fenner. Melting performance in the single screw extrusion of thermoplastics [J]. *Polym Eng Sci*, 1980, 20 (8):562-571
- [55] BRU KER .I, BALCH .G S. Melting mechanism in single screw extrusion [J]. *Polym. Eng.Sci.*,1989, 29(4):258-267
- [56] Kee Yoon Lee, Chang Dae Han. Analysis of the performance of plasti-cating single-screw extruders with a new concept of solid bed deformation [J]. *Polym. Eng.Sci.*, 1990, 30(11):665-676
- [57] Chang Dae Han, Kee Yoon Lee, Norton C. Wheeler. An experiment study on plasti-cating single-screw extrusion [J]. *Polym. Eng.Sci.*, 1990, 30(24):1557-1567
- [58] 朱复华.单螺杆塑化挤出理论的研究. I.物理模型[J]. *高分子材料科学与工程*,1986 ,(3) :1-6
- [59] ZHU F, CHEN L. Studies on the theory of single screw plasti-cating extrusion. Part I :A new experimental method for extrusion[J] . *Polym. Eng.Sci.*, 1991, 31(15):1113-1116.
- [60] WONG A .C, ZHU .F, LIU .W. Breakup of solid bed in melting zone of single screw extruder [J] . *Plast Rubber and Comp Proc* ,1997 ,26(2) :78-83
- [61] 陈利钦.熔融理论及其动态试验方法研究[D]. 北京: 北京化工大学, 1984
- [62] 徐敬一.LLDPE 专用螺杆的理论研究与试验[D]. 北京: 北京化工大学, 1985
- [63] 赵月云.固体破碎理论研究初探[D]. 北京: 北京化工大学, 1989
- [64] 刘荣梅.单螺杆挤出机中的固体床破碎理论研究[D]. 北京: 北京化工大学, 1993
- [65] 何红.单螺杆挤出的亚宏观熔融理论及可视化研究[D]. 北京: 北京化工大学, 2001
- [66] 冯彦洪,瞿金平.单螺杆挤出机固体输送机理研究的发展与趋势[J]. *中国塑料*, 2000,14(11):1-9
- [67] 李建波,瞿金平.振动力场作用下挤出机固体输送理论的研究[J]. *轻工机械*,2002(3):26-28
- [68] Jinping Qu, Yanhong Feng, Hezhi He, Gang Jin, Xianwu Cao. Effect of the axial vibration of screw on residence time distribution in single-screw extruders [J]. *Polym. Eng.Sci.*,2006, 46(2):198-204
- [69] Qu Jinping, Shi Baoshan, Feng Yanhong, He Hezhi. Dependence of solids conveying on screw axial vibration in single screw extruders [J]. *Journal of Applied Polymer Science*,2006,102(3): 2998-3007
- [70] Jinping Qu, Guansheng Zeng, Yanhong Feng, Gang Jin, Hezhi He, Xianwu Cao. Effect of screw

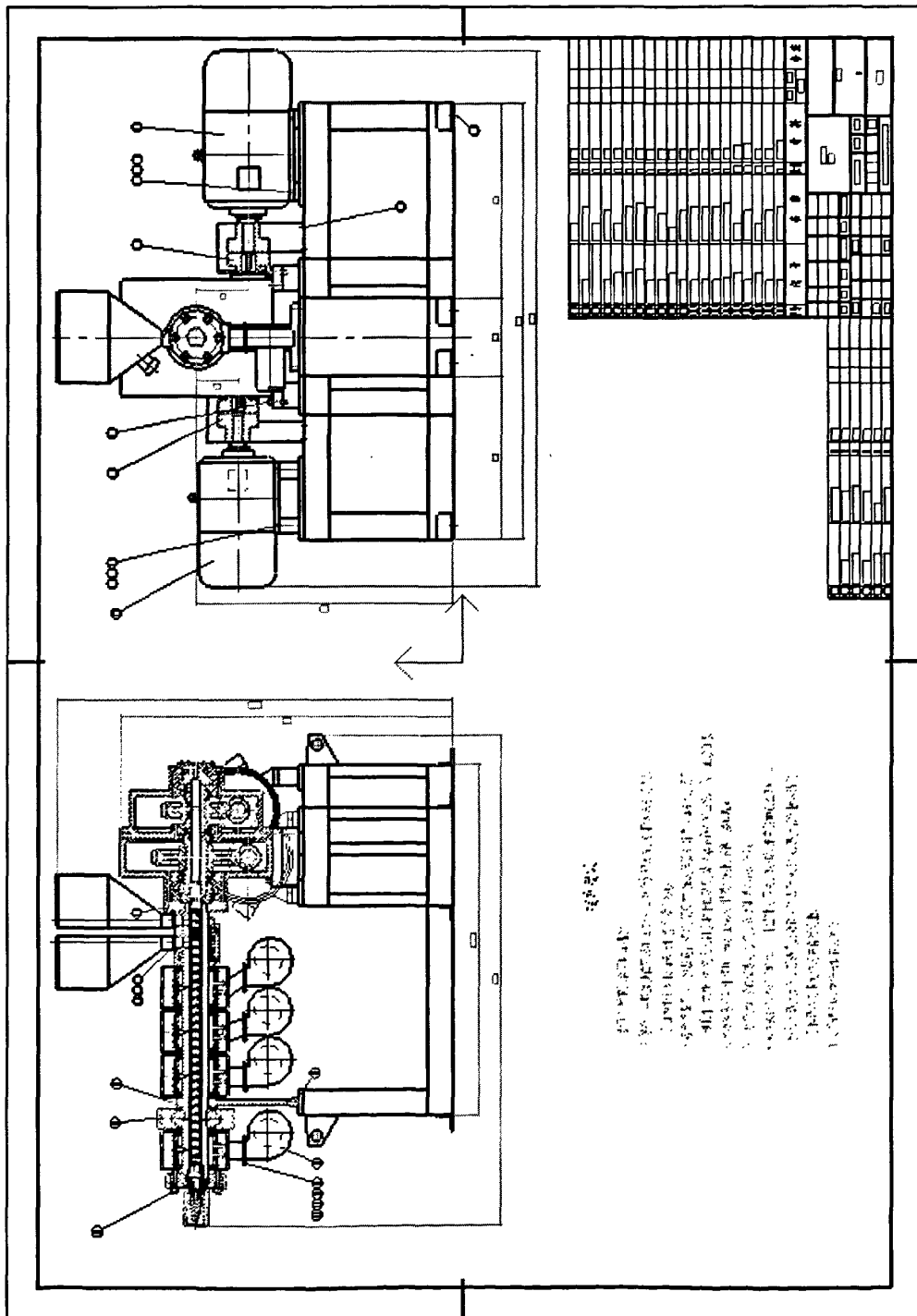
- axial vibration on polymer melting process in single-screw extruders [J]. *Journal of Applied Polymer Science*, 2006, 100(5): 3860-3876
- [71] 朱复华. 挤出理论及应用[M]. 北京:中国轻工业出版社, 2001
- [72] C.Mparissides, J.Vlachopoulos, Finite element analysis of calendaring [J]. *Polym. Eng.Sci.*, 1976, 16(10):712-719
- [73] M.L.Hami, J .F.T.Pittman. Finite element solutions for flow in a single-screw extruder, including curvature effects [J]. *Polym. Eng.Sci.*, 1980, 20(5), 339-348
- [74] C.D.Denson, B .K.Hwang. The influence of the axial pressure gradient on flow rate for Newtonian liquids in a self wiping, co-rotates twin screw extruder [J]. *Polym. Eng.Sci.*, 1980, 20(14):965-971
- [75] D.Rolyance. Use of penalty finite elements in analysis of polymer melt processing [J]. *Polym. Eng.Sci.*, 1980, 20(15): 1029-1034
- [76] I.Bruker C, Miaw A.Hasson, G Balch. Numerical analysis of the temperature profile in the melt conveying section of a single screw extruder: Comparison with experimental data [J]. *Polym. Eng.Sci.*, 1987, 27 (7): 504-509
- [77] M.Gupta, T.H.Kwon. 3-D flow analysis of non-newtonian viscous fluids using enriched finite elements. [J]. *Polym. Eng.Sci.*, 1990, 30 (22): 1420-1430
- [78] J. W. Joo, T. H. Kwon .Analysis of residence time distribution in the extrusion process including the effect of 3-D circulatory flow [J]. *Polym. Eng.Sci.*, 1993, 33 (15): 959-970
- [79] W.H.Suckow, P.Hrycak , R.G.Griskey .Heat transfer to polymer solution and melt flowing between parallel plates[J]. *Polym. Eng.Sci.*, 1971, 11,(5):401-404
- [80] R.T.Fenner. Developments in the analysis of steady screw extrusion of polymers [J]. *Polymer*, 1977(18), 617-635
- [81] E.Agur, J.Vlachopoulos. Numerical simulation of a single-screw plasticating extruder [J]. *Polym. Eng.Sci.*, 1982, 22(17):1084-1093
- [82] B. Elbirli, J.T. Lindt. A note on the numerical treatment of the thermally developing flow in screw [J]. *Polym. Eng.Sci.*, 1984, 24(7):482-487
- [83] I.Bruker, C.miaw, A.Hassin. Numerical analysis of the temperature profile in the melt conveying section of a single screw extruder: comparison with experimental data [J]. *Polym. Eng.Sci.*, 1987, 27(7):504-509
- [84] J.Thomas, Lindt. Flow of a temperature dependent power-law model fluid between parallel plates: an approximation for flow in a screw extruder [J]. *Polym. Eng.Sci.*, 1989, 29(7):471-478
- [85] Y.GUO, C.I.CHHUNG. Dependence of melt temperature on screw speed and screw speed and size in extrusion [J]. *Polym. Eng.Sci.*, 1989, 29(6):415-419
- [86] M.Gupta, T.H. Kwon. 3 D flow analysis of non-Newtonian viscous fluids using “enriched” finite elements [J]. *Polym. Eng.Sci.*, 1990, 30(22):1420-1430
- [87] M.V.Karwe, Y. Jaluria. Numerical simulation of fluid flow and heat transfer in a single screw extruder for non-Newtonian fluids [J]. *Numer.Heat. Tran.A*, 1990, 17:167-190
- [88] M.Esseghir, V.Semas. In food extrusion science and technology. J.Konini[C], M.V.Karwe. eds. Marcel DEkker Inc. New York, 1992
- [89] M.K.Das, P.S. Ghoshdastidar. Quasi two-dimensional and fully two-dimensional computer models of flow and conjugate heat transfer in the metering section of a single-screw plasticating extruder [J]. *Energy Heat Mass Trans.*, 1995(17):33-42
- [90] T. Sastrohartono, Y.Jaluria, M.Esseghir, V.Semas. Numerical and experimental study of

- three-dimensional transport in the channel of an extruder for polymeric materials [J]. *Int. J. Heat Mass Trans.*,1995,38(11):1957-1973
- [91] Raman V. Chiruvella, Y.Jaluria, A.H.Abib.Numerical simulation of fluid flow and heat transfer in a single-screw extruder with different dies [J]. *Polym. Eng.Sci.*,1995, 35(3):261-273
- [92] Raman V.Chiruvella, Y.Jalurla, A.H.ABIB. Numerical simulation of fluid flow and heat transfer in a single screw extruder with different dies [J]. *Polym. Eng.Sci.*, 1995, 35(3):261-273
- [93] P.Lin, Y.Jaluria. Conjugate thermal transport in the channel of an extruder for non-Newtonian fluids [J]. *International Journal of heat and mass transfer*, 1998,41(21):3239-3253
- [94] P.Lin, Y.Jaluria. Conjugate thermal transport in the channel of an extruder for non-Newtonian fluids [J]. *International journal of heat and mass transfer* , 1998,41:3239-3253
- [95] Manab Kumar Dasa, P.S. Ghoshdastidar. Experimental validation of a quasi three-dimensional conjugate heat transfer model for the metering section of a single-screw plasticating extruder [J]. *Journal of Materials Processing Technology*, 2002,120:397-411
- [96] M.Essegir, V. Sernas. On the measurements of the radial temperature distribution in an extruder channel [J]. *Advance in Polymer Technology*, 1994, 13(2): 133-140
- [97] Kalman B. Migler, Anthony J.Bur.Fluorescence based measurement of temperature profiles during polymer processing [J]. *Polym. Eng.Sci.*,1998, 38(1):213-221
- [98] Anthony J.Bur, Steven C.Roth.Temperature gradients in the channel of a single-screw extruder [J]. *Polym. Eng.Sci.*,2004, 44(11):2148-2157
- [99] A.L.Kelly, E.C.Brown,P.D.Coates. The effect of screw geometry on melt temperature profile in single screw extrusion [J]. *Polym. Eng.Sci.*,2006, 46(21):1706 -1714
- [100] Imrich klein, Reuben Klein. Theory and performance characteristics of SDS screws [J]. *J. Society of Plastics Engineers*,1980,170-173
- [101] J.Klein, R.klein. The Solids-Draining Screw: a New Twist for Extrusion [J]. *Plastics Engineering* , 1979(10): 57-60
- [102] 朱复华. 螺杆设计及其理论基础[M]. 北京: 轻工业出版社,1984
- [103] 张耀明等. 同轴心多螺杆挤塑机[P]. 中国专利, 98111563.2. 1999-06-30
- [104] G.A.CAMPBELL, P.A.SWEENEY, J.N.FELTON. Experimental Investigation of the Drag Flow Assumption in Extruder Analysis [J]. *Polym. Eng.Sci.*,1992,32:1765-1770
- [105] Janusz W. SIKORA. Increasing the effectiveness of the extrusion process. *International conference on polymer processing*[C].Beijing ,2007:13-17
- [106] Sarioglu A, Manson JAE. Modeling and analysis of helicoidal flow in a conical extruder [J]. *International Polymer Processing* ,2003 18 (3): 219-225
- [107] Sarioglu A, Hagstrand PO, Manson JAE.Fiber orientation in multilayer tubes processed by a conical extruder [J]. *POLYMER COMPOSITES*,2004, 25 (3): 331-341
- [108] Kenji Iwakura, Toshikazu Fujimura.Co-extrusion of polymers with one single screw having a specially devised double channel [J]. *Polym. Eng.Sci.*,1980, 20(15):1002-1008
- [109] 陈世煌. 塑料成型机械[M]. 北京:化学工业出版社, 2006
- [110] 朱复华. 挤出理论及应用[M]. 北京:中国轻工业出版社, 2001
- [111] 北京化工学院, 华南工学院. 塑料机械设计[M]. 北京:轻工业出版社, 1983
- [112] 朱复华. 螺杆设计及其理论基础[M]. 北京: 轻工业出版社, 1984
- [113] 刘鸿文. 材料力学(上册) [M]. 第三版. 北京: 高等教育出版社, 1979
- [114] 刘鸿文. 材料力学(下册) [M]. 第三版. 北京: 高等教育出版社, 1979
- [115] 曾泰, 刘廷华. 多螺杆挤出机传动系统的技术进展[J]. *橡塑技术与装备*, 2005, 31 (11) :14-19

- [116] 刘忠伟, 邓英剑. O形密封圈烧坏故障的解决[J]. 润滑与密封. 2001(5):79-82
- [117] C.I.Chung. Plasticating Single-Screw Extrusion Theory [J]. J.Society of Plastics Engineers., 1956:26-31
- [118] Tzu-Hsiung Sun. Pressure buildup in the feed zone of a single screw extruder - the effect of density compressibility [J]. Advances in Polymer Technology, 1988,8(1):11-15
- [119] 朱复华. 挤出理论及应用[M]. 北京:中国轻工业出版社, 2000, 34, 335-336
- [120] Chung C I, Hennessey W J, Tusim M H. Frictional behavior of solid polymers on a metal surface at processing conditions [J]. Polym. Eng.Sci., 1977, 17(1):9-20
- [121] Choo K P., Neelakantan N R, Pittman J F T. Experimental deep-channel velocity profiles and operating characteristics for a single screw extruder [J]. Polym. Eng.Sci., 1980, 20:345-356
- [122] McCarthy K L, Kauten R J, Agemura C K. Application of NMR imaging to the study of velocity profiles during extrusion processing [J]. Trends in Food Science and Technology, 1992,3:215-219
- [123] Li. Y, Hsieh. F. New melt conveying models for single screw extruder [J]. Journal of food Process Engineering, 1994, 17:299-324
- [124] Y.Li, F.Hsieh. Modeling of Flow in a Single Screw Extruder [J]. Journal of Food Engineering., 1996, 27(3):353-375
- [125] Chenxu Yu, Sundaram Gunasekaran. Modeling of melt conveying in a deep-channel single-screw cheese stretcher [J]. Journal of Food Engineering, 2004, 61:241-25
- [126] WilczynÅski. SSEM: a computer model for a polymer single-screw extrusion [J]. Journal of Materials Processing Technology, 2001, 109:308-313
- [127] M.H.R. Ghoreishy, M. Razavi-Nouri. Finite element analysis of thermoplastic melts flow through the metering and die regions of single screw extruders [J]. J. Appl. Polym. Sci, 1999, 74: 676-689
- [128] M.H.R. Ghoreishy, M. Razavi-Nouri, G. Naderi. Finite element analysis of a thermoplastic elastomer melt flow in the metering region of a single screw extruder [J]. Computational Materials Science, 2005, 34 :389-396
- [129] 朱复华. 挤出理论及应用[M]. 北京:中国轻工业出版社, 2001
- [130] 金忆丹, 凌坚等. 复变函数与拉普拉斯变换[M]. 杭州:浙江大学出版社, 1987
- [131] 周肇锡. 积分变换[M]. 北京:国防工业出版社. 1982
- [132] Manab Kumar Das, P.S Ghoshdastidar. Experimental validation of a quasi three-dimensional conjugate heat transfer model for the metering section of a single screw plasticating extruder [J]. Journal of Materials Processing Technology, 2002, 120:397-411
- [133] R.V.Chiruvella, Y.Jaluria, H.Abib. Numerical simulation of fluid flow and heat transfer in a single-screw extruder with different dies [J]. Polym. Eng.Sci., 1995, 35(3):261-273

附录

附录 1 嵌套螺杆式新型挤出机装配图



附录 2 熔体输送段熔体温度分布计算程序

螺杆基本参数

$$D := 0.032 \text{ m} \quad h := 2 \text{ mm} \quad e := 3.2 \text{ mm} \quad S := D \quad \delta := 0.1 \text{ mm} \quad I := 5$$

基本物料参数

$$\rho := 810 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad C_p := 2250 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad n := 0.47 \quad \lambda := 0.133 \frac{\text{J}}{\text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{K}} \quad \beta := 0.0169 \text{ K}^{-1}$$

模拟初始条件

$$T_0 := 418 \text{ K} \quad T_n := 408 \text{ K} \quad \text{入口温度} \quad T_z := 430 \text{ K} \quad \text{上限温度}$$

$$\mu_0 T := 9811 \text{ Pa} \cdot \text{s}^n \quad \text{零剪切粘度} \quad \Delta P := 8 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\phi := \text{atan}\left(\frac{S}{\pi \cdot D}\right) \quad W := (S - e) \cdot \cos(\phi) \quad Q_s := 6.1719 \cdot 10^{-6} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$n_1 := \frac{1}{n} \quad n_2 := \frac{(2 \cdot n + 1)}{n} \quad n_n := \left(\frac{1 - n}{2n}\right) \quad n_3 := \frac{(n + 1)}{2n} \quad n_{11} := n - 1$$

$$L := I \cdot D \quad Z := \frac{L}{\sin(\phi)} \quad dP_z := \frac{\Delta P}{Z} \quad dP_l := \frac{\Delta P}{L}$$

$$y := 0, \frac{h}{10} \dots h \quad \left(\text{将螺槽深度10等份}\right) \quad ii := 0..3 \quad \left(\text{0 4个 } \mu_0 \text{ 的角标}\right),$$

$$\mu_0 := (0.5 \ 6 \ 8 \ 12) \quad \mu_0 := \mu_0^T \cdot 10^3 \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}^n \quad \text{粘度设定用于插值}$$

中间变量

$$K_{1_{ii}} := \frac{1}{\pi \cdot D \cdot \sin(\phi)} \cdot \left(\frac{1}{\mu_{0_{ii}}}\right)^{n_1} \quad K_{3_{ii}} := \frac{2}{\pi \cdot D \cdot \sin(\phi) \cdot \delta} \cdot \left(\frac{1}{\mu_{0_{ii}}}\right)^{n_1} \quad K_{4_{ii}} := W \cdot \left(\frac{1}{\mu_{0_{ii}}}\right)^{n_1}$$

$$K_{2_{ii}} := \frac{1}{\pi \cdot D \cdot \cos(\phi)} \cdot \left(\frac{1}{\mu_{0_{ii}}}\right)^{n_1} \quad K_{6_{ii}} := \frac{n}{2 \cdot n + 1} \cdot \left(\frac{1}{\mu_{0_{ii}}}\right)^{n_1} \cdot \frac{S}{\tan(\phi)} \quad K_5 := \frac{\pi \cdot D \cdot \delta \cdot e}{2}$$

用于解方程的初始参数设定

$$N_0 := \frac{130}{60} \text{ s}^{-1} \quad V_c := \pi \cdot D \cdot N_0 \quad V_{c_x} = V_c \sin(\phi) \quad C_{1c} := 10000 \text{ Pa} \quad C_{0c} := 10000 \text{ Pa}$$

$$\eta_0 T := \mu_0 T \cdot \left(\frac{V_c}{h}\right)^{n_{11}} \quad dP_x := \frac{(-V_{c_x} \eta_0 T \cdot 6)}{h^2}$$

方程求解

Given

$$-N0 = K1_{ii} \cdot \int_0^h (dPx \cdot y + C0c) \cdot \left[(dPx \cdot y + C0c)^2 \dots \right. \\ \left. + (dPz \cdot y + C1c)^2 \right]^{nn} dy$$

$$N0 = K2_{ii} \cdot \int_0^h (dPz \cdot y + C1c) \cdot \left[(dPx \cdot y + C0c)^2 \dots \right. \\ \left. + (dPz \cdot y + C1c)^2 \right]^{nn} dy$$

$$-N0 = K3_{ii} \cdot \int_0^h \int_0^y (dPx \cdot y + C0c) \cdot \left[(dPx \cdot y + C0c)^2 \dots \right. \\ \left. + (dPz \cdot y + C1c)^2 \right]^{nn} dy dy$$

$$Qs = K4_{ii} \cdot \int_0^h \int_0^y (dPz \cdot y + C1c) \cdot \left[(dPx \cdot y + C0c)^2 \dots \right. \\ \left. + (dPz \cdot y + C1c)^2 \right]^{nn} dy dy \dots$$

$$+ \left[-K5 \cdot N0 - K6_{ii} \cdot \left[dPl \cdot \frac{S}{e} + |dPx| \cdot \left(\frac{S-e}{e} \right)^{n1} \cdot \left(\frac{\delta}{2} \right)^{n2} \right] \right]$$

$$\begin{bmatrix} C0c_{ii} \\ C1c_{ii} \\ dPx_{ii} \\ N0_{ii} \end{bmatrix} := \text{Find}(C0c, C1c, dPx, N0)$$

设定各个未知数的单位

$$C0c := C0c \cdot \text{Pa} \quad C1c := C1c \cdot \text{Pa} \quad dPx := dPx \cdot \text{Pa} \cdot \text{m}^{-1} \quad N0 := N0 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\mu0e := 0.5 \cdot 10^3 \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}^n \dots 12 \cdot 10^3 \text{ Pa} \cdot \text{s}^n \quad \text{设定 } \mu0e \text{ 变化范围}$$

$$Cp0c := \text{pspline}(\mu0, C0c) \quad C0c(\mu0e) := \text{interp}(Cp0c, \mu0, C0c, \mu0e)$$

$$Cp1c := \text{pspline}(\mu0, C1c) \quad C1c(\mu0e) := \text{interp}(Cp1c, \mu0, C1c, \mu0e)$$

$$dPxp := \text{pspline}(\mu0, dPx) \quad dPx(\mu0e) := \text{interp}(dPxp, \mu0, dPx, \mu0e)$$

$$Np0 := \text{pspline}(\mu0, N0) \quad N0(\mu0e) := \text{interp}(Np0, \mu0, N0, \mu0e)$$

$$a2 := \frac{\lambda \cdot W \cdot h}{\rho \cdot Cp \cdot Qs} \quad a := \sqrt{a2} \quad im := 10 \quad jm := 20 \quad j := 1..jm \quad i := 0..im$$

$$y1_i := i \cdot \frac{h}{im} \quad y_i := \frac{-h}{2} + i \cdot \frac{h}{im} \quad z_j := j \cdot \frac{Z}{jm} \quad dz := \frac{Z}{jm} \quad k := 0..16 \quad k1 := 1..15$$

$$E_{k1} := \frac{(a^2 \cdot \pi^2)}{h^2} \cdot \left(k1 - \frac{1}{2} \right) \quad C_{k1,i} := \cos\left(\frac{y_i}{h} + \frac{1}{2} \right) \cdot \left(k1 - \frac{1}{2} \right) \cdot \pi$$

$$A_{k1,i} := \frac{1}{a} \cdot \left[-y_i + \frac{h}{2} \cdot (1 + 4 \cdot k1) \right] \quad B_{k1,i} := \frac{1}{a} \cdot \left[y_i + \frac{h}{2} \cdot (3 + 4 \cdot k1) \right]$$

```

vect := j-1
Tt0 ← Tn
Tb ← Tz
while j ≤ jm
    μ0j-1 ← μ0T·exp[-β·(Ttj-1·K - T0)]
    for i ∈ 0..im
        qdisi ← (1/μ0j-1)n1 · (dPx(μ0j-1)·y1i·Pa-1 + C0q(μ0j-1)·Pa-1)4 · [ 1 + (dPzy1i + C1q(μ0j-1))2 / (dPx(μ0j-1)·y1i + C0q(μ0j-1))2 ]1-n ...n+1
        + (dPzy1i·Pa-1 + C1q(μ0j-1)·Pa-1)4 · [ 1 + (dPx(μ0j-1)·y1i + C0q(μ0j-1))2 / (dPzy1i + C1q(μ0j-1))2 ]1-n
    qcp ← mean(qdis)
    Fq ← qcp / λ
    TB ← (Tb - Ttj-1·K)
    for i ∈ 0..10
        T1i ← ∑k1 ( 1 - erf( Ak1,i / (2·√zj) ) ) - ∑k1 ( 1 - erf( Bk1,i / (2·√zj) ) )
        T2i ← ( Fq·16·h2 / π3 ) · [ 0 - ∑k1 ( (-1)k1 / (2·k1 - 1)3 · Ck1,i · (1 - exp(-Ek1·zj)) ) ]
        Thi ← (Tb - Tn)·T1i + T2i·K + Tb
    Ttj ← mean(Th)
    j ← j + 1
    if Ttj-1 > TzK-1
        j ← j - 1
        Tb ← Tb - 1·K
Veq ← Tt
Veq2 ← μ0
Veq3 ← Tb
Veq4 ← Th
Veq5 ← Ve

```

T := vect₁ K - 273 K

TYT := vect₄ K - 273 K

μ := vect₂

致 谢

漫长而又艰辛的学生生涯即将逝去，在论文完成之际，特向我的导师朱复华教授和薛平教授表示衷心感谢，郑重道一声：导师，辛苦了，学生感谢您！

在我博士期间，正是朱复华导师身患疾病的时期，但他仍能在与疾病斗争中给我悉心教诲与指导，使我十分感动。朱老师敏捷的思维，杰出的归纳能力，开阔的视野，严谨的治学态度和勤恳的工作作风将使我终生受益！再次向导师表示崇高的敬意与诚挚的感谢！

在五年的学习和生活中，薛老师不仅在学业上严格要求，悉心教诲，而且在生活上给与我不微不至的关怀，使我能够在—个较宽松的学术环境中学习和提高。薛老师对我多年来的指导、关怀和帮助，是我开展工作和完成学业的重要基础。同时，导师给予的多次实践机会也使我获益菲浅。薛老师兢兢业业的敬业精神，严谨求学的治学作风，不断进取的创新意识，正直无私的高尚品德，使我终身受益。再次向导师表示衷心的感谢！

特别要感谢唐广利高级工程师在我最困难的时候给予我无私的关怀与帮助，特别在挤出机的结构设计以及固体输送理论方面的指导。唐老师敏捷的思维，坚实的理论基础，活跃的创新意识使我终身难忘。

感谢王克俭老师对本课题的指导，他在本论文的完成中提供了许多宝贵意见和无私帮助。

特别感谢何继敏老师对本课题的指导，他在本论文的撰写过程中提供了许多建设性的意见和写作指导。

感谢本课题组的丁筠老师和金志明老师给予的悉心的指导、帮助以及生活上的关心。

感谢毕超博士、李建立博士和梁斌硕士在课题期间的热情帮助。

感谢实验室的所有同学，熊万春、祁宗、李春燕、毛旭林、张苗、丁文赢、徐柯、王安鑫、王超、张倩、薛菁等，他们使我在学习之余度过了快乐时光。

感谢五年来所有的朋友们对我的支持和鼓励。

感谢我的妻子张艳芳对我的理解和支持，在我学习、课题压力最大的时期，她给了我动力和勇气，并给我关怀、体贴、照顾。

最后，感谢我的父母！我多年的学习和生活耗费他们太多的精力和金钱，实在是亏待父母！淳朴的父母给了我世界上对伟大的父爱与母爱，他们无微不至的关怀和支持将永远激励我前进。我会努力做好每一件事，不辜负父母对我的期望！

研究成果及发表的学术论文

发表及已接受的论文

1. 贾明印, 薛平, 朱复华. 新型螺杆挤出机固体输送理论的研究. *中国塑料*. 2005,12:91-95
2. 贾明印, 薛平, 朱复华, 梁斌. 共挤出技术在聚合物成型加工中的应用及其设备的最新进展 *工程塑料应用*. 2006, 34(01):66-69
3. 贾明印, 薛平, 朱复华. 新型螺杆挤出机熔体输送理论的研究. *中国塑料*. 2006, 03:103-109
4. 贾明印, 薛平, 王克俭, 朱复华. 考虑离心作用的螺杆挤出机固体输送理论模型. *高分子材料科学与工程*, 2008 (接收)
5. 贾明印, 薛平, 王克俭, 朱复华. 考虑离心作用的螺杆挤出机固体输送理论分析. *高分子材料科学与工程*, 2008 (接收)
6. 贾明印, 薛平, 王克俭, 朱复华. 新型螺杆挤出机固相温度分布研究. *高分子材料科学与工程*, 2008 (接收)
7. 梁斌, 薛平, 贾明印. 新型螺杆挤出机螺杆强度的有限元分析. *塑料工业*. 2007, 42(2): 43-47
8. 唐广利, 贾明印, 薛平, 吴卫平, 朱复华. IKV 挤出机新型固体输送理论研究. *中国塑料*. 2007, 21(2): 90-95
9. 薛平, 贾明印, 王哲, 丁筠. PVC/木粉复合材料挤出发泡成型的研究. *工程塑料应用*, 2004, 32(12): 66-70
10. 薛平, 贾明印, 温安华, 祁宗. 塑木复合材料的研究与发展趋势. *中国塑料*. 2007, 08 期
11. 薛平, 贾明印, 丁筠. 木塑复合材料——新时代的环保宠儿. *现代塑料* . 2006, 11: 20-22
12. 薛平, 王哲, 贾明印, 武志怡. 木塑复合材料加工工艺与设备的研究. *人造板通讯*. 2004, 11(11): 9-13
13. 温安华, 薛平, 贾明印. 微发泡木塑复合材料的研究进展. *塑料工业*. 2006, 06: 1-4.
14. 赵永生, 朱复华, 薛平, 贾明印, 王克俭. PVC/OMMT / WF 纳米复合材料性能研究. *中国塑料*. 2006, 20(05): 33-38
15. 赵永生, 薛平, 朱复华, 贾明印. 木塑复合材料的研究进展. *塑料制造* , 2006, 06:

67-71

16. Mingyin Jia, Kejian Wang, Ping Xue, Fuhua Zhu. Modeling the Solids Conveying Zone of a Novel Extruder, *Journal of Applied Polymer Science*, 2008, (SCI), 107:1990-1999
17. Mingyin Jia, Ping Xue, Yongsheng Zhao, Kejian Wang, Fuhua Zhu. Creep Behaviour of Wood Flour/Poly (vinyl chloride) Composites, *Journal of Wuhan University of Technology-Materials Science Edition*, 2008 (SCI), in press.
18. Mingyin Jia, Ping Xue, Kejian Wang, Fuhua Zhu. Conveying in One Novel Screw-Nested Extruder. *Journal of Materials Processing Technology*, 2008 (SCI), accepted.
19. Mingyin Jia, Ping Xue, Fuhua Zhu. Research on novel solid conveying theory of grooved feed extruders, *INTERNATIONAL CONFERENCE ON POLYMER PROCESSING -2007*, 2007.
20. Mingyin Jia, Ping Xue, Fuhua Zhu. Temperature distribution of solids in one novel screw extruder, *INTERNATIONAL CONFERENCE ON POLYMER PROCESSING -2007*, 2007.
21. Yongsheng Zhao, Kejian Wang, Fuhua Zhu, Ping Xue, Mingyin Jia. Properties of poly(vinyl chloride)/wood flour/montmorillonite composites: Effects of coupling agents and layered silicate, *Polymer Degradation and Stability*, 2006, (SCI), 91:2874-2882

成果及专利

1. 朱复华, 贾明印, 薛平, 梁斌. 一种复合共挤螺杆挤出机。专利申请号, 200510105781.17

作者和导师简介

作者：贾明印，男，1979年8月6日生，汉族，河南省南阳，博士研究生，Email: johnmy2008@sohu.com。

导师：朱复华，男，1937年3月1日生，汉族，浙江东阳人，教授，博士生导师。1962年毕业于大连工学院后在北京化工大学任教。1979年担任硕士生导师。1986年任副教授，1987年破格提为教授，1989年被国务院学位委员会批准为“聚合物加工原理及装备”研究方向（化工过程机械专业）的第一位博士研究生导师，1995年担任博士后指导小组组长。现任北京化工大学塑料机械及塑料工程研究所所长。先后担任国家委、部级科研项目24项，获各种奖28次；向国内外技术转让74次；发明专利6项，实用新型专利11项；著作译作8本；国内外发表论文138篇。Email: zhufh@mail.buct.edu.cn。

导师：薛平，男，1963年11月生，硕士，教授，研究所副所长。1985年毕业于北京化工大学机械系，获学士学位；1988年毕业于北京化工大学机械系，获工学硕士学位；1988年至今在化工大学工作，2001年晋升为教授。从事的科研工作主要有超高分子量聚乙烯单螺杆挤出成型技术与设备（管材、棒材、片材、型材等）、环保型木塑复合材料挤出成型技术与设备等。作为项目负责人和主要研究人员先后承担了国家“八五”攻关项目、国家自然科学基金项目、北京市自然科学基金项目、教育部骨干教师资助项目、中国石化总公司科研开发项目、横向开发和转让项目等二十多项，已发表论文50余篇，EI收录2篇。参加了《塑料挤出技术》、《塑料机械维修手册》两书的编译及编著工作。作为主要申请人申报国家实用新型和发明专利8项，其中6项已获授权。作为项目负责人和主要参加者获国家级、省部级科技进步奖等共3项。Email: xuepmail@263.net。