基于流体动力润滑的金属静液挤压力理论模型

黄 胜[1,3] 樊晓光[2*] 詹 梅[2] 张 君[3] 吴建军[1] 张宗元[3] 杨 建[3]
1.西北工业大学机电学院,西安,710072
2.西北工业大学材料学院,西安,710072
3.中国重型机械研究院股份公司,西安,710018

摘要:以雷诺方程和Tresca屈服准则为理论基础,聚焦流体动力润滑作用,开展金属静液挤压力的理论解析,推导获得金属静液挤压力的表达式。通过高压下传压介质性能参数测定与静液挤压实验相结合的方式,系统验证了模型的有效性。研究结果表明:在不同挤压比工况下,所构建的理论公式很好地预测了钨合金、铝合金等多种材料的静液挤压力,其中钨合金的预测误差由传统模型的大于30%降低至小于10%;同时,模型成功实现了对W6Mo5Cr4V2高速钢和SAE1020钢静液挤压力的准确预测,证实了其普适性。理论推导进一步揭示,传压介质黏度与坯料变形剪切力成正相关,且二者均与压力成指数关系,这种动态耦合特性是影响静液挤压力的关键机制。

关键词:塑性成形;静液挤压;流体动力润滑;理论解析
中图分类号:TG376
DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.11.029 **开放科学(资源服务)标识码(OSID)**:

Theoretical Modeling of Metal Hydrostatic Extrusion Force Based on Hydrodynamic Lubrication

HUANG Sheng[1,3] FAN Xiaoguang[2*] ZHAN Mei[2] ZHANG Jun[3] WU Jianjun[1]
ZHANG Zongyuan[3] YANG Jian[3]
1.School of Mechanical and Electrical Engineering, Northwestern Polytechnical University, Xi'an, 710072
2.School of Materials Science and Engineering, Northwestern Polytechnical University, Xi'an, 710072
3.China National Heavy Machinery Research Institute Co., Ltd., Xi'an, 710018

Abstract: Based on the Reynolds equation and the Tresca yield criterion, with a focus on hydrodynamic lubrication effects, a theoretical analysis of the force in metal hydrostatic extrusion was conducted, the derivation of an expression for the hydrostatic extrusion force was obtained. The model was systematically validated through high-pressure parameter tests of pressure-transmitting media and hydrostatic extrusion experiments. The results show that the proposed formula accurately predicts the hydrostatic extrusion force of tungsten alloy, aluminum alloy and other materials under various extrusion ratios. For the tungsten alloy, the prediction error decreased from more than 30% for traditional models to less than 10%. Accurate prediction results for W6Mo5Cr4V2 high-speed steel and SAE1020 steel further supported the model's generality. Further theoretical derivations show that the viscosity of the pressure-transmitting media is positively correlated with the shear stress of billet deformation and both vary exponentially with pressure. This dynamic coupling is identified as a key mechanism affecting the hydrostatic extrusion force.

Key words: plastic forming; hydrostatic extrusion; hydrodynamic lubrication; theoretical analysis

0 引言

静液挤压又称无凸模挤压或液力挤压[1],该工艺利用高压液体作为传压介质挤压金属坯料成形。它的突出优势为单次冷变形断面收缩率最高可达60%,可显著提高金属强韧性,同时具备成形速度快、工件表面质量佳、生产效率高等优势,广泛应用于钨合金、高速钢等难变形材料的成形和改性。

静液挤压力是金属静液挤压过程中所需的最高传压介质压力,是设备选型、工模具设计、挤压比与传压介质匹配的核心工艺参数[2-3],直接决定超高压密封、预应力挤压筒与机架的结构设计,同时影响设备制造成本与现场安全标准,实现挤压力精准预测是该工艺工程化的核心难题。

国内外学者已围绕静液挤压力预测开展大量研究。自20世纪70、80年代,学界形成两类主流

收稿日期:2025-09-01

预测模型：第一类为试验拟合模型[1]，第二类为力学解析模型[2-4]。但两类模型均存在明显缺陷：经验公式普适性差，与实测数据偏差较大；力学解析模型引入大量简化假设，难以适配多种难变形合金。文献[5-7]建立了静液挤压-拉拔复合工况下流体动力润滑解析框架，推导得到介质压力、背压、拉拔力与材料流动应力的关联关系，证实界面流体动压效应不可忽略。本文基于该先驱理论，根据静液挤压几何模型和边界条件的特点进行了重新推导，获得了适用于静液挤压的理论的模型。

流体动力润滑常用经典弹流润滑（EHL）理论来分析。文献[8-10]指出传统压力-黏度系数在高温高压工况下易失效，亟需高精度介质黏度表征方法。文献[11-14]分别探究了高压润滑剂黏弹性、多元醇溶液成膜特性、润滑膜厚突变规律及水分对油膜的影响，完善了高压润滑基础理论。文献[15-18]则将流体动压理论应用于各类滑动轴承，揭示了水膜压力、流场演化规律。文献[19]通过对比黏度计、光学干涉两种测膜手段，明确了剪切稀化、热效应对油膜厚度的调控作用。

现有相关研究仍存在三点关键短板：一是多数研究未充分考虑高压环境下传压介质黏度的动态变化及其对润滑状态的实时影响；二是传统理论偏重机理阐释，缺乏适用于难变形材料且能够精准预测挤压力的工程化模型；三是实验验证多局限于简单材料体系，对钨合金等高性能材料的适用性不足。

针对上述不足，本文从流体动力润滑的角度考虑坯料与模具的接触，开展静液挤压力的理论推导和实验验证，突出了黏度-压力-剪切力的动态耦合特性，为金属材料静液挤压工艺的精准设计与优化提供了理论支撑。

1　金属静液挤压力的理论解析

为简化静液挤压力的力学解析，本文作如下基本假设：①静液挤压传压介质为牛顿流体（即流体的剪切应力与剪切速率之间为线性关系）；②静液挤压传压介质相对于坯料表面无滑动（即贴于坯料表面的流体流速与坯料表面速度相同）；③坯料在高压环境下为刚塑性体且挤压全过程中变形抗力保持恒定；④工模具为刚性体；⑤不考虑温度变化。

图1所示为静液挤压的工艺原理。根据实际工况，静液挤压可简化为二维轴对称问题。以坯料变形起始点为界面，将静液挤压区域分为变形区和待变形区。在待变形区，坯料在传压介质的驱动下持续进入变形区；在变形区，坯料在传压介质和模具的共同作用下产生塑性变形最终获得所需的形状和尺寸。

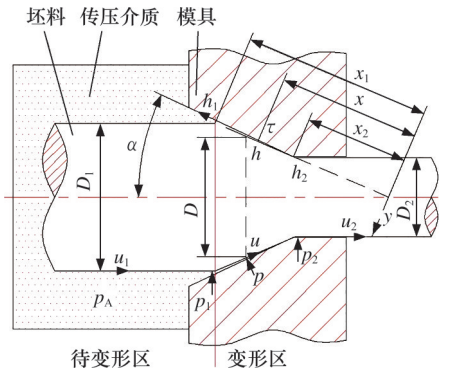


图1　静液挤压示意图

Fig.1　Schematic diagram of hydrostatic extrusion

图1中，p_1、p、p_2分别为液体在待变形区、变形区和定径带处的传压介质油膜压力；p_A为挤压筒内的传压介质压力；h_1、h、h_2分别为液体在变形区入口处、变形区和定径带处棒料表面的油膜厚度；D_1、D、D_2分别为棒料在待变形区、变形区和定径带处的直径；u_1、u、u_2分别为棒料在待变形区、变形区和定径带处的速度；x_1、x、x_2为模具成形面延伸线与中心线的交点分别到棒料在待变形区临界点、变形区和定径带处的距离；α为模具成形面夹角的一半。

在变形区坯料发生变形的过程中，模具与坯料间存在油膜。根据前文的基本假设和雷诺方程的基本定义，关于静液挤压传压介质流体的速度与压力间的关系可以表达为[6]

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}=\eta\frac{\mathrm{d}^2\upsilon}{\mathrm{d}y^2} \tag{1}$$

式中：υ为液体在(x,y)处的速度；η为液体黏度，随变形区压力p的变化而变化。

对式(1)分别进行一次积分和二次积分求解后可得

$$\left.\begin{aligned}\frac{\mathrm{d}\upsilon}{\mathrm{d}y}&=\frac{1}{\eta}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}y+C_1\\ \upsilon&=\frac{1}{2\eta}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}y^2+C_1y+C_2\end{aligned}\right\} \tag{2}$$

式中：C_1、C_2为积分常数，由边界条件确定。

将式(2)中的第二个表达式进一步运算，可得到如下表达式：

$$\int_0^h\upsilon\mathrm{d}y=\frac{h^3}{6}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}+C_1h^2+C_2h \tag{3}$$

令$\dfrac{Q}{x}=\displaystyle\int_0^h\upsilon\mathrm{d}y$，则式(3)可以表达为[6]

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}=\frac{6\eta}{h^3}\left(\frac{Q}{x}-\frac{C_1h^2}{2}-C_2h\right) \tag{4}$$

式中：Q为流体常数。

根据牛顿流体的基本特征，液体黏度随压力的变化表达式为

$$\eta=\eta_0\exp(\gamma p) \tag{5}$$

式中：η_0为液体在大气压下的静态黏度；γ为压黏系数。

p和$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}$在变形全过程是连续的函数。根据图1，它们满足如下边界条件：当$y=0$时，$\upsilon=0$。将该边界条件代入式(2)中的第二个表达式，则$C_2=0$。

在待变形区的坯料速度$\upsilon=u_1$，为常数。在变形区，根据图1所示的静液挤压的几何特征和体积不变原理，得到变形区速度与u_1及x的关系式为

$$\upsilon=u_1\left(\frac{x_1}{x}\right)^2 \tag{6}$$

挤压变形完成后，有$\upsilon=u_2=u_1\left(\frac{x_1}{x_2}\right)^2$，由于$u_1$、$x_1$、$x_2$为常数，故此时$\upsilon=u_2$也为常数。

当$y=h$时，将上述速度边界条件及$C_2=0$代入式(2)中第二个表达式进行求解，可得

$$C_1=\frac{u_1}{h}\left(\frac{x_1}{x}\right)^2-\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}\frac{h}{2\eta} \tag{7}$$

将式(7)代入式(2)中第二个表达式，可得

$$\upsilon=\frac{1}{2\eta}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}(y^2-yh)-\frac{u_1}{h}\left(\frac{x_1}{x}\right)^2 y \tag{8}$$

将式(8)与式(4)结合，整理后可得

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}=-\frac{12\eta}{h^3}\left[\frac{Q}{x}+\frac{u_1}{2}\left(\frac{x_1}{x}\right)^2 h\right] \tag{9}$$

此外，根据静液挤压传压介质为牛顿流体的基本假设，则传压介质满足牛顿流体流动方程：

$$\tau=\eta\frac{\mathrm{d}\upsilon}{\mathrm{d}y} \tag{10}$$

其中，τ为变形区棒料所受的剪切力。将式(10)和式(7)代入式(2)中的第一个表达式，可得

$$\tau=\frac{\eta u_1}{2h}\left(\frac{x_1}{x}\right)^2+\frac{h}{2}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x} \tag{11}$$

根据受力平衡和Tresca屈服准则，坯料在静液挤压过程中的平衡方程由Hoffman方程[5,20]表达，具体如下：

$$\frac{x}{2}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}-\sigma-\frac{\tau}{\tan\alpha}=0 \tag{12}$$

其中，σ为棒料的屈服应力。将式(11)代入式(12)，可得

$$\left(\frac{x}{2}-\frac{h}{2\tan\alpha}\right)\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}-\sigma-\frac{\eta u_1}{h\tan\alpha}\left(\frac{x_1}{x}\right)^2=0 \tag{13}$$

由于变形区棒料表面油膜厚度h的数值较小(h的数量级约为10^{-7} m)，x的数量级为10^{-3} m，与x相比，$\frac{h}{\tan\alpha}$可以忽略，因此式(13)经过变换和忽略数值极小项后可转换为

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}=\frac{2}{x}\left[\sigma+\frac{\eta_0 u_1\exp(\gamma p)}{h\tan\alpha}\left(\frac{x_1}{x}\right)^2\right] \tag{14}$$

由图1所示的静液挤压几何特征可知

$$\frac{h}{h_1}\approx\frac{x}{x_1} \tag{15}$$

令$X=\frac{x}{x_1}$，$G=\gamma\sigma$，$B=\exp(-\gamma p)$，并将式(15)代入式(14)整理得到

$$\frac{\mathrm{d}B}{\mathrm{d}X}+\frac{2GB}{X}+\frac{2\eta_0 u_1\gamma}{h_1 X^4\tan\alpha}=0 \tag{16}$$

求解式(16)可得

$$B=\exp(-\gamma p)=-\frac{A}{X^3}+\frac{C}{X^{2G}} \tag{17}$$

$$A=\frac{2\eta_0 u_1\gamma}{h_1(3-2G)\tan\alpha} \tag{18}$$

式中：C为积分常数，由边界条件确定。

当$X=\frac{x_1}{x_1}=1$时，在变形区入口处$p=p_1=p_A+\sigma$，代入式(17)可得$B=\exp(-\gamma p_1)=C-A$，则$C=A+\exp(-\gamma p_1)$，再次代入式(17)可得

$$B=\exp(-\gamma p)=-A\left(\frac{1}{X^3}-\frac{1}{X^{2G}}\right)\frac{\exp(-\gamma p_1)}{X^{2G}} \tag{19}$$

当$X=\frac{x_2}{x_1}$时，在定径带处$p=p_2=\sigma$，$X=\frac{1}{\sqrt{R}}$，$B=\exp(-\gamma p_2)$，代入式(19)可得

$$\exp(-\gamma p_2)=-A\left(R^{\frac{3}{2}}-R^G\right)+R^G\exp(-\gamma p_1) \tag{20}$$

式中：R为挤压比。

对于式(14)，当$x=x_1$时，有

$$\left(\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}\right)_{x=x_1}=\frac{2}{x_1}\left(\sigma+\frac{u_1\eta_0\exp(\gamma p_1)}{h\tan\alpha}\right) \tag{21}$$

将(21)代入式(9)可得

$$\frac{Q}{x_1}=-\left[\frac{h_1^3}{12\eta_0\exp(\gamma p_1)}\frac{2}{x_1}\left(\sigma+\frac{\eta_0 u_1\exp(\gamma p_1)}{h_1\tan\alpha}\right)\frac{u_1 h_1}{2}\right] \tag{22}$$

为便于后续运算，令$C_3=-\frac{Q}{x_1}=\left[\frac{h_1^3}{12\eta_0\exp(\gamma p_1)}\frac{2}{x_1}\left(\sigma+\frac{\eta_0 u_1\exp(\gamma p_1)}{h_1\tan\alpha}\right)+\frac{u_1 h_1}{2}\right]$。在变形区入口处(即当$x=x_1$时)，由式(22)和式(9)可得

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}=\frac{12\eta}{h^3}\left[\frac{h_1^3}{12\eta_0\exp(\gamma p_1)}\frac{2}{x_1}\left(\sigma+\frac{\eta_0 u_1\exp(\gamma p_1)}{h_1\tan\alpha}\right)\frac{u_1 h_1}{2}+\frac{u_1}{2}(h_1-h)\right]\frac{12\eta}{h^3}\left(C_3-\frac{u_1 h}{2}\right) \tag{23}$$

由图1所示的静液挤压几何特征还可知

$$h=x\tan\alpha-\frac{D}{2\cos\alpha} \tag{24}$$

对式(24)进行微分，由于$\mathrm{d}D=0$，则可以得到$\mathrm{d}h$与$\mathrm{d}x$的关系如下：

$$\mathrm{d}h=\mathrm{d}x\tan\alpha \tag{25}$$

将式(25)代入式(23)可得

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}h}\tan\alpha=\frac{12\eta_0\exp(\gamma p)}{h^3}\left(C_3-\frac{u_1h}{2}\right) \tag{26}$$

对式(26)进行积分可得

$$-\frac{\exp(-\gamma p)}{\gamma}=\frac{12\eta_0}{\tan\alpha}\left(-\frac{C_3}{2h^2}+\frac{u_1}{2h}\right)+C_4 \tag{27}$$

对于待变形区 $p=p_A$，可以认为雷诺公式中的 $h=\infty$，则有

$$C_4=-\frac{\exp(-\gamma p_A)}{\gamma} \tag{28}$$

当 $x=x_1$ 时，将 $p=p_1$，$h=h_1$ 代入式(27)则有

$$\exp(-\gamma p_A)-\exp(-\gamma p_1)=\frac{12\gamma\eta_0}{\tan\alpha}\left(-\frac{C_3}{2h_1^2}+\frac{u_1}{2h_1}\right) \tag{29}$$

将 C_3 表达式代入式(29)可得

$$\exp(-\gamma p_A)-\exp(-\gamma p_1)=\frac{12\gamma\eta_0}{\tan\alpha}\left(\frac{u_1}{4h_1}-\frac{\sigma h_1}{12\eta_0\exp(\gamma p_1)x_1}-\frac{u_1}{12x_1\tan\alpha}\right) \tag{30}$$

式(30)中，与 $\frac{1}{h_1}$ 相比，h_1 足够小，因此 h_1 项可以忽略，则式(30)可以转换为

$$\exp(-\gamma p_A)-\exp(-\gamma p_1)\approx\frac{3u_1\eta_0\gamma}{h_1\tan\alpha}-\frac{u_1\eta_0\gamma}{x_1\tan^2\alpha} \tag{31}$$

将式(31)进行变换得到 h_1 的表达式如下：

$$h_1\approx\frac{3u_1\eta_0\gamma}{\tan\alpha}\frac{1}{\left(\frac{u_1\eta_0\gamma}{x_1\tan^2\alpha}+\exp(-\gamma p_A)-\exp(-\gamma p_1)\right)} \tag{32}$$

将式(32)代入式(18)可得

$$A=\frac{2u_1\eta_0\gamma}{3(2G-3)h_1\tan\alpha}=\frac{2}{3(2G-3)}\left(\frac{u_1\eta_0\gamma}{x_1\tan^2\alpha}+\exp(-\gamma p_A)-\exp(-\gamma p_1)\right) \tag{33}$$

再将式(33)代入式(20)可得

$$\exp(-\gamma p_2)=R^G\exp(-\gamma p_1)-\frac{2(R^{\frac{2G-3}{2}}-1)}{3(2G-3)}\left(\frac{u_1\eta_0\gamma}{x_1\tan^2\alpha}+\exp(-\gamma p_A)-\exp(-\gamma p_1)\right) \tag{34}$$

将式(34)整理并取对数后可得

$$p_A=\sigma\ln R+\frac{1}{\gamma}\ln\left(1+\frac{2(R^{\frac{2G-3}{2}}-1)}{3(2G-3)}\cdot\left(\frac{u_1\eta_0\gamma}{x_1\tan^2\alpha}\exp(\gamma p_1)+\exp(\gamma\sigma)-1\right)\right) \tag{35}$$

式(35)中，$\frac{u_1\eta_0\gamma}{x_1\tan^2\alpha}\exp(\gamma p_1)$ 的数量级约为 10^0，而 $(\exp(\gamma\sigma)-1)$ 的数量级为 10^3，因此该项可以忽略，则式(35)可以写为

$$p_A=\sigma\ln R+\frac{1}{\gamma}\ln\left(1+\frac{2(R^{\frac{2G-3}{2}}-1)}{3(2G-3)}(\exp(\gamma\sigma)-1)\right) \tag{36}$$

从而得到了静液挤压力的计算表达式。

2　实验验证

由式(36)可知，静液挤压力的影响因素包括材料屈服应力、挤压比和传压介质黏度特性等。为验证本文静液挤压力理论推导的准确性和有效性，根据式(36)包含的影响因素，开展了静液挤压传压介质的压力-黏度特性实验研究，获得了传压介质的压力-黏度表达式相关的参数，并开展了钨合金、铝合金棒料的静液挤压实验验证。

2.1　静液挤压传压介质的压力-黏度特性

静液挤压传压介质为根据文献[2]配置的蓖麻油＋乙二醇溶液，其压力-黏度的关系式为

$$\eta=\eta_0\exp(\gamma p) \tag{37}$$

其中，η_0 在黏度测量装置上恒温测定(20 ℃)，为保证测量精度和免除温度波动的影响，测量在恒温实验室进行。经测量获得 η_0=0.316 Pa•s。传压介质的压力-黏度特性采用落球法[21]在金刚石对顶砧装置[22]上进行测量，所获得的压力-黏度对数增长倍率(p-ln(η/η_0))关系如图2所示。由此得出该传压介质的压黏系数 γ=0.011 53 MPa^{-1}。

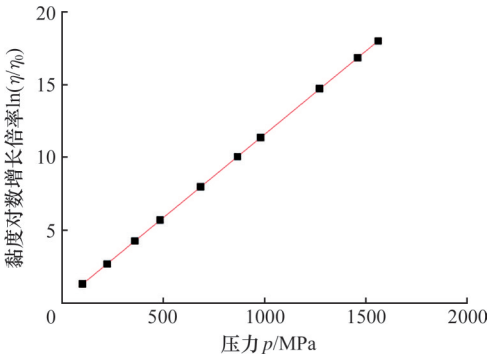


图2　传压介质压力-ln(η/η_0)关系图

Fig.2　Relationship graph of transmitted pressure medium pressure and ln(η/η_0)

2.2　静液挤压实验

2.2.1　钨合金和铝合金的静液挤压实验

钨合金实验研究使用自研的1800 MPa级静液挤压机(图3a)，并搭建相关的软件控制实验平台，以便对实验的工艺参数进行控制以及对实验过程的数据进行记录。实验采用的钨合金坯料为W93，屈服强度为735 MPa；铝合金材料为6061，屈服强度为135 MPa。

为实现不同挤压比的实验验证，在不改变模具的情况下采用4组不同直径的钨合金坯料。坯

料规格、外形尺寸如图3b所示。坯料直径D_1共有15、16、17、18 mm四种规格，模孔直径为13 mm，对应的挤压比R分别为1.33、1.51、1.71和1.92。挤压用模具如图3c所示。实验用铝锭挤压比R=2.25，挤压后的棒材如图3d所示。



(a)静液挤压设备



(b)钨合金和铝合金坯料



(c)挤压模具(组合体)



(d)挤压后的钨合金棒材和铝合金棒材

图3 钨合金及铝合金静液挤压实验图

Fig.3 Hydrostatic extrusion experimental diagram of tungsten alloy and aluminum alloy

钨合金经理论计算得到的静液挤压力如表1所示，同时表1还给出了文献[1]和文献[2]中公式的计算结果。通过对比可知，在所有的挤压比下本文所推导的理论计算公式的计算结果与实验值均最为接近，平均误差仅4.3%。文献[1]和文献[2]的平均误差分别为57%和29%。

表1 不同挤压比下钨合金静液挤压力

Tab.1 Extrusion forces under different extrusion ratios for tungsten alloy

序号	挤压比R	计算值/MPa	实验值/MPa	文献[1]计算值/MPa	文献[2]计算值/MPa
1	1.33	854	872	302	691
2	1.51	1025	1096	436	772
3	1.71	1192	1226	567	852
4	1.92	1347	1430	690	925

在挤压比为2.25的条件下，6061铝合金的静液挤压突破压力为421 MPa。将本次实验的材料参数及传压介质参数代入式(36)，可计算得到静液挤压力为385 MPa，验证了理论计算结果与实验测试结果具有较好的吻合性。

2.2.2 其他金属材料的验证

为进一步验证式(36)对金属静液挤压力预测的准确性和有效性，与文献[23]开展的W6Mo5Cr4V2高速钢的静液挤压实验结果和文献[24]开展的SAE 1020 steel的静液挤压实验结果进行了对比。

W6Mo5Cr4V2高速钢的静液挤压力计算参数如表2所示。将本文理论计算结果与文献[23]的结果进行对比，如表3所示。不同的挤压比条件下，静液挤压力理论计算结果与实测结果偏差较小，二者吻合性较好，表明本文理论模型能有效地预测W6Mo5Cr4V2静液挤压力。

表2 W6Mo5Cr4V2高速钢静液挤压力计算参数

Tab.2 Parameters for hydrostatic extrusion of W6Mo5Cr4V2 high-speed steel

参数	数值
传压介质动态黏度的压黏系数γ	0.011 53
棒料的屈服应力σ/MPa	700[23]
坯料外径D_1/mm	22.36，23.90，25.82，26.97[23]
成形件外径D_2/mm	20[23]

表3 W6Mo5Cr4V2高速钢理论计算结果与文献[23]测试结果的对比

Tab.3 Comparison of theoretical calculation results of W6Mo5Cr4V2 high-speed steel with the test results from reference[23]

序号	变形量/%	计算值/MPa	测试值[23]/MPa
1	20	725	700
2	30	896	910
3	40	1093	1120
4	45	1202	1260

将本文理论计算结果与文献[24]的SAE 1020 steel静液挤压试验结果进行了对比。根据文献[24]获得式(36)所需的输入参数，如表4所示，其中传压介质的压黏系数γ在文献[24]中没有提及，因此沿用本文2.1节中测定的传压介质动态黏度的压黏系数γ值。根据表4并结合式(36)计算获得静液挤压力的理论计算值，如表5所示。在本例中静液挤压理论计算值较文献[24]的测试结果降低了约40%，但大挤压比下的

表4 SAE 1020 steel的静液挤压力计算参数

Tab.4 Parameters for calculating the hydrostatic extrusion force of SAE 1020 steel

参数	数值
传压介质动态黏度的压黏系数γ	0.011 53
棒料的屈服应力σ/MPa	198[24]
挤压比R	1.56，2.25

表5 SAE 1020 steel理论计算结果与文献[24]测试结果的对比

Tab.5 Comparison of theoretical calculation results of SAE 1020 steel with the test results from reference[24]

序号	挤压比R	计算值/MPa	测试值[24]/MPa
1	1.56	248	379
2	2.25	342	551

挤压力约为小挤压比下挤压力的1.4倍，与实验值接近。误差来源将在后文具体说明。

3　分析与讨论

3.1　模型特性及误差分析

从表1中的对比数据可见，本模型对钨合金静液挤压的理论计算结果与实验值的吻合度显著优于文献[1]和文献[2]。这源于理论模型的构建逻辑存在本质区别：本文基于流体动力润滑理论推导静液挤压力，核心优势在于充分纳入了传压介质黏度及压力对坯料变形的动态影响。传压介质黏度随压力指数增长，而钨合金静液挤压力达到了GPa级，本模型充分考虑了实际高压环境下的传压介质行为。而其他模型则基于摩擦力、变形抗力与挤压力的受力平衡准则推导，既未考虑传压介质黏度对坯料变形的作用，又简单假定整个挤压过程中摩擦因子恒定。

事实上，在实际挤压过程中，介质黏度与压力的变化会直接导致棒料变形阻力发生改变，进而动态影响棒料与模具的界面摩擦条件，因此，本文采用的流体动力润滑理论更贴近真实物理过程，使得计算出的挤压力与实验结果更为接近。同时，模型也存在一定的误差，不同材料的挤压力预测误差来源分析如下。

1）钨合金与铝合金的偏差机制。钨合金和铝合金的理论挤压力略小于实验值，且挤压比越大偏差越大。这是因为本文模型假定材料变形抗力恒定，钨合金经静液挤压后强化效果显著，且与变形比成正相关[3]，即变形比越大，实际变形抗力增大越显著。对多组钨合金棒料在静液挤压前后的硬度进行系统性测定，如图4所示，结果表明：挤压前棒料的平均硬度为28HRC，而挤压后硬度显著提高至41～46HRC，验证了钨合金在静液挤压过程中存在显著的变形强化效应，且该效应与变形程度成正相关。由于理论模型未考虑材料在塑性变形过程中的加工硬化行为，其预测结果与实测数据之间存在一定偏差。此外，为量化加工硬化对挤压力的影响，以ϕ15 mm挤压至ϕ13 mm（挤压比为1.33）的钨合金静液挤压为例进行分析。坯料的初始屈服强度为735 MPa，经静液挤压后提高至1192 MPa。为简化计算，采用算术平均屈服强度σ_{avg}=969.5 MPa作为变形区材料的等效流动应力。材料的强化行为主要影响塑性变形功项（即$\sigma\ln R$项），将σ_{avg}代入式（36），计算得到考虑硬化效应后的理论挤压力p_A=938 MPa。与实际测得的挤压力872 MPa相比，理论值偏大约7%。这一偏差主要源于模型假设的简化：①理论模型的构建以一系列理想化基本假设为前提，此类假设与实际工况的固有差异会引入基础误差；同时，推导过程中为获取挤压力的解析表达式，需对部分次要项进行数学简化，这些简化操作会导致误差的逐步累积，最终体现在理论计算与实验值的偏差中。②在静液挤压过程中，钨合金的塑性变形功会转化为局部热能，尽管挤压筒整体空间内的温升幅度较小，但变形区（坯料与模具间的狭小间隙）因空间约束导致热量高度集中，其实际温升难以精确量化。现场实践经验也是如此，刚挤压完的棒料拿出时温度较高，预估在50～70 ℃，也验证了局部温升的存在。这一现象违反了模型“不考虑温度变化”的基本假设，进而导致油膜承载能力、剪切力的计算值与实际工况不符，最终引入挤压力的预测误差。为进一步量化温度的影响，局部温升导致的压黏系数γ减小。根据文献[25]，矿物油的温度从30 ℃升高至60 ℃，γ值减小15%～25%，本文按γ值减小20%估算，即γ修正为0.009 224，将修正后的γ与σ_{avg}=969.5 MPa一起代入式（36）可计算得到理论挤压力p_A=876 MPa，与实际挤压力872 MPa高度吻合。综上所述，理论模型未考虑材料强化效应时会低估挤压力（负误差），同时未考虑温升导致的黏度特性变化时会高估挤压力（正误差）。两者在一定程度上相互抵消，使得模型在未显式引入强化与温度因素的条件下仍能较为准确地预测静液挤压力。

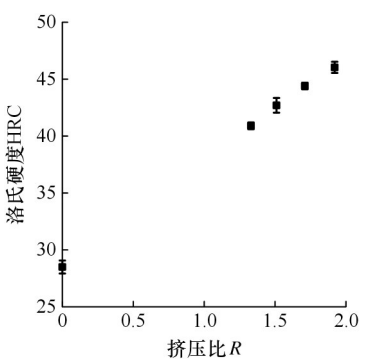


图4　钨合金静液挤压前后的硬度变化

Fig.4　Hardness change of tungsten alloy before and after hydrostatic extrusion

2）W6Mo5Cr4V2高速钢。本模型计算得到的该材料静液挤压力与测试值吻合度高，存在如下两方面原因：①文献[23]中试验使用的传压介质为牛顿流体，满足本文理论假设；②高速钢塑性变形能力优异，加工硬化程度低，符合本模型的“恒定变形抗力”假设。

3)SAE 1020 steel。该材料的理论挤压力与测试值偏差较大，主要原因在于传压介质特性不匹配，文献[24]所用的传压介质为含金属锂悬浮物的非牛顿流体(由甘油、水、乳化油和锂调配而成)，其压黏系数γ无法准确获得。

综上，本文通过构建考虑传压介质动态特性的流体动力润滑模型，不仅提高了静液挤压力计算的准确性，还系统地揭示了油膜厚度、剪切力等关键参数与工艺条件的关联规律，为不同材料的静液挤压工艺优化提供了可靠的理论支撑。

3.2 挤压力的影响因素

由式(36)可知，静液挤压力的大小不仅取决于材料自身的屈服强度σ和挤压比R，还与传压介质黏度特性(尤其是动态黏度的压黏系数γ)存在复杂的耦合关系。为量化各因素的贡献，图5展示了4种挤压比工况下总挤压力p_A及其两个关键分项的占比情况，具体为：①与传压介质特性、材料屈服强度和挤压比相关的分项$f(\gamma,R,\sigma)$；②$\sigma\ln R$分项。

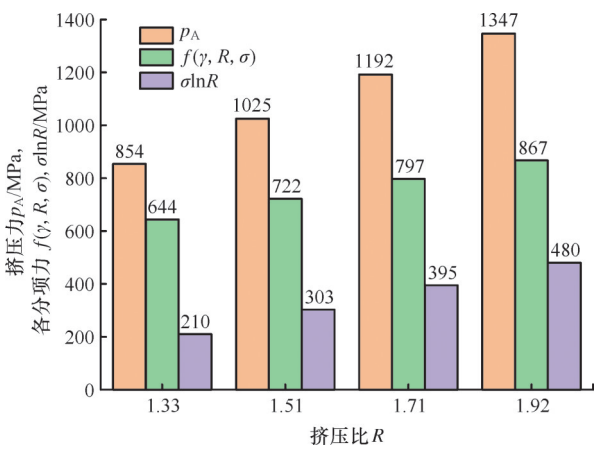


图5 各分项产生的挤压力

Fig.5 Extrusion forces generated by each sub-item

$\ln R$本质上反映了材料在挤压过程中累积的真实应变，其对数关系精准描述了连续变形中的应变叠加效应；而$\sigma\ln R$项则代表克服材料屈服强度所需的基本变形功，对应理想塑性变形的最小能量需求。需要说明的是，本文模型假设变形抗力恒定，但实际材料会因加工硬化导致应力与应变乘积($\sigma\varepsilon$)的真实值高于理论计算值。从占比来看，$\sigma\ln R$分项对总挤压力的贡献较小，但随挤压比的增大，其占比会逐渐提高，这与应变累积效应的增强直接相关。

$f(\gamma,R,\sigma)$项是流体动力润滑效应对静液挤压力的综合体现，反映了传压介质压黏系数γ、挤压比R与材料屈服强度σ三者的非线性耦合关系。如图5所示，各挤压比下该分项均占据主导地位，其贡献率随挤压比的增大呈现持续下降趋势，但始终是影响总挤压力的核心因素。

相较于传统基于摩擦学的挤压力模型，$f(\gamma,R,\sigma)$项的独特性体现在如下两个方面：①该项具有动态润滑特性，考虑传压介质黏度随压力的实时变化，而非采用固定摩擦因数，更加符合实际工况；②该项具有非线性影响规律，量化揭示了传压介质压黏系数、挤压比、材料屈服强度等参数对挤压力的复杂交互作用，为模型优化提供了更加精准的理论依据。

3.3 油膜厚度特性

为进一步揭示流体动力润滑对金属静液挤压的影响，本文通过式(32)建立了变形区入口处油膜厚度h_1与挤压速度、挤压比之间的关联关系，并结合式(36)绘制了不同挤压比R下棒料在待变形区速度u_1与油膜厚度h_1的关系曲线，如图6所示。

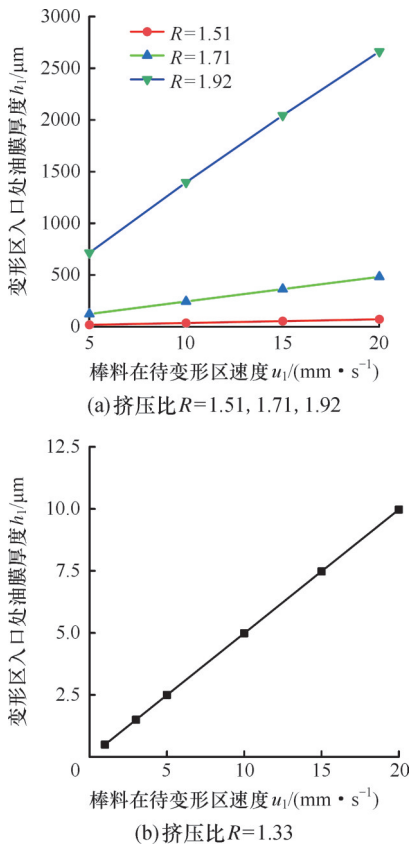
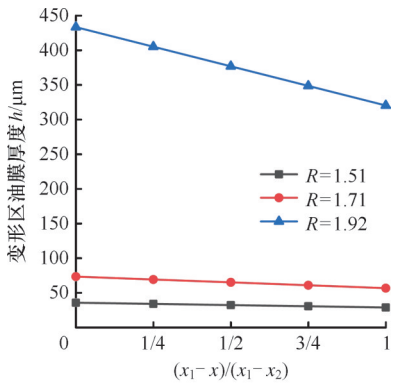


图6 油膜厚度随挤压比、挤压速度的变化关系

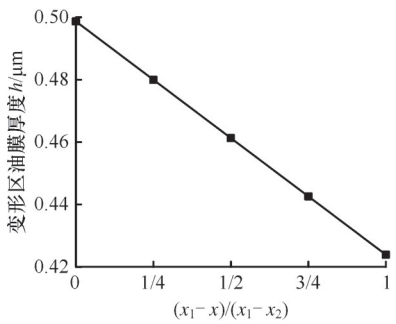
Fig.6 Variation of oil film thickness with extrusion ratio and extrusion speed

由图6可知，挤压速度越高，油膜厚度越大，动压效应越强。挤压比对油膜厚度的影响更为剧烈，挤压比从1.51提高至1.92时，油膜厚度增大约37倍。这是因为更高的挤压比会导致传压介质压力显著提高，进而通过黏度特性影响油膜厚度。

图7所示为不同挤压比R条件下变形区油膜厚度h的分布特征。油膜厚度从变形区入口到出口呈现线性减小趋势。高挤压比下的油膜厚度虽大，但油膜厚度的减小速率也快。变形区出口处的油膜厚度最小，油膜剪切阻力最大，式(14)显示此时$\mathrm{d}p/\mathrm{d}x$同步增至最大值以抵消油膜剪切阻力，使塑性变形平衡方程持续成立，形成保障变形区稳定性的自调节机制。



(a)挤压比R=1.51, 1.71, 1.92



(b)挤压比R=1.33

图7　不同挤压比条件下油膜厚度分布

Fig.7　Distribution of oil film thickness under different extrusion ratios

本模型获得的挤压比、挤压速度和油膜厚度之间的关系可为工艺参数的选择提供理论依据。根据流体动力润滑理论，在摩擦副表面综合粗糙度不变的情况下，油膜厚度越大膜厚比λ越大，而λ值直接反映润滑状态。通过计算h_1可量化评估锭坯与模具表面的润滑安全性，避免盲目依赖经验。

3.4　油膜剪切力特性

基于前文理论推导的式(11)和式(13)，可推导出剪切力τ与压力p之间的关系式为

$$\tau=\frac{\tan\alpha(\eta_0 u_1\exp(\gamma p)x_1^2+h^2\sigma x)}{hx(2x\tan\alpha+h)} \tag{38}$$

式(38)表明挤压力不仅与黏度呈指数关联，还受剪切力的间接影响。剪切力与传统模型中的摩擦力具有近似的作用。与传统摩擦模型类比，不同的是摩擦因数不是恒定的，会受变形速度和压力的影响，与传压介质压力存在非线性耦合关系。

图8所示为剪切力与挤压比、挤压速度的关系。由图8可知，剪切力与挤压速度、挤压比均成正相关，且挤压比的影响更加显著。随挤压比的增大，挤压速度对剪切力的影响逐渐增强。剪切力随挤压速度的变化曲线呈上凸型，增速随挤压速度的增大逐渐放缓。

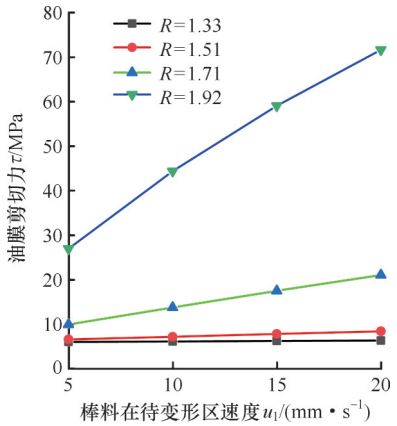


图8　不同挤压比和挤压速度下的油膜剪切力

Fig.8　Fluid shear force under different extrusion ratios and extrusion speeds

4　结论

1)基于牛顿流体假设，考虑了传压介质黏度随压力的动态变化及流体剪切力的非线性特性，建立了更贴近实际物理过程的静液挤压力理论模型，突破了传统模型对固定摩擦因数的简化假设，该理论模型的有效性得到了钨合金、铝合金及W6Mo5Cr4V2高速钢等实验的验证。对于难变形的钨合金，其预测平均误差由传统模型的大于30%降低至4.3%；对于W6Mo5Cr4V2高速钢，在不同挤压比下的理论计算值也与实验值吻合良好，验证了该模型的有效性与普适性。

2)静液挤压力既受克服材料屈服强度所需的基本变形功影响，也受流体动力润滑效应的综合作用，从而与传压介质黏度等物理属性存在复杂的非线性关系，后者占比甚至超过前者。随着挤压比的增大，后者占比逐渐减小。理论分析表明，流体动力润滑效应是影响挤压力的主导因素，其贡献率在不同挤压比下均超过50%。同时，研究揭示了传压介质黏度与坯料变形剪切应力均与压力成指数正相关的动态耦合机制，这是传统模型未能反映的关键机理。

3)传压介质的压黏系数是决定挤压力的核心参数之一。传压介质黏度和油膜剪切力随压力变化会形成影响静液挤压力的正反馈，导致坯料变形所需的挤压力增大。传统理论仅将传压介质视为传力和润滑辅助导致低估了其作用。当挤压比

从1.51提高至1.92时入口油膜厚度增大约37倍，为工艺优化提供了理论依据。

参考文献：

[1] 西原正夫．静液挤压技术[M]．吴建常，张清伏，译．北京：国防工业出版社，1988.
NISHIHARA M. Hydrostatic Extrusion Technology[M]. WU Jianchang, ZHANG Qingfu, Trans. Beijing: National Defense Industry Press, 1988.

[2] 王富耻，张朝晖．静液挤压技术[M]．北京：国防工业出版社，2008.
WANG Fuchi, ZHANG Zhaohui. Hydrostatic Extrusion Technology[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2008.

[3] ZHANG Zhaohui. Research on the Deformation Strengthening Mechanism of a Tungsten Heavy Alloy by Hydrostatic Extrusion [J]. International Journal of Refractory Metals & Hard Materials, 2001, 19:177-182.

[4] ZHANG Zhaohui, WANG Fuchi, Li Shukui, et al. Deformation Characteristics of the 93W-4.9Ni-2.1Fe Tungsten Heavy Alloy Deformed by Hydrostatic Extrusion[J]. Materials Science & Engineering A, 2006, 435: 632-637.

[5] WILSON W R D, WALOWIT J A. An Isothermal Hydrodynamic Lubrication Theory for Hydrostatic Extrusion and Drawing Processes with Conical Dies[J]. Journal of Lubrication Technology, 1971, 93:69-74.

[6] THIRUVARUDCHELVAN S. Lubricant Film Thickness in the Plastic Deformation Zone of Hydrostatic Extrusion [J]. Wear, 1981, 72(3):325-333.

[7] JAMES L, GRACIOUS N. Analytical Modeling of Hydrodynamic Lubrication in a Multiple-reduction Drawing Die[J]. Journal of Manufacturing Processes, 2017, 27: 291-303.

[8] BAIR S. The Unresolved Definition of the Pressure-Viscosity Coefficient [J]. Scientific Reports, 2022, 12: 3422.

[9] YANG Huayong, FENG Bin, GONG Guofang. Measurement of Effective Fluid Bulk Modulus in Hydraulic System [J]. Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, 2011, 133(6):061021.

[10] 冯斌．液压油有效体积弹性模量及测量装置的研究[D]．杭州：浙江大学，2011.
FENG Bin. Study on Effective Bulk Modulus of Hydraulic Oil and Its Measuring Device [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2011.

[11] MUSHFIQ H, MARCUS B, CHRISTINE M, et al. An Investigation of Film Formation and Pressure-Viscosity Relationship of Water-based Lubricants in Elastohydrodynamic Contacts[J]. Tribology International, 2025, 208: 110654.

[12] ASADA K, CAYER B J, MAZUYER D. Elastohydrodynamic Film Formation and Sol/Gel Transition of Aqueous Fluids[J]. Tribology Letters, 2022, 70:1-10.

[13] POLÁCEK T, SPERKA P, KIUPKA L. Liquid Super Lubricity of Lubricants Containing Hydroxyl Groups and Their Aqueous Solution under Rolling/Sliding Conditions [J]. Friction, 2024, 12:164-173.

[14] HOFMANN S, LOHNER T, STAHL K. Influence of Water Evaporation on Elastohydrodynamic Lubrication with Water-containing Polyalkylene Glycols[J]. Friction, 2024, 12:2370-2388.

[15] WANG Liwu, XIANG Guo, HAN Yanfeng, et al. A Mixed Visco-hyperelastic Hydrodynamic Lubrication Model for Water-lubricated Rubber Bearings[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2025, 286:109887.

[16] LITVIN M. Experimental Research on Water Lubricated Three Layer Sliding Bearing with Lubrication Grooves in the Upper Part of the Bush and Its Comparison with Theoretical Calculation[J]. Tribology International, 2024, 82: 153-161.

[17] ZHOU Guangwu, QIAO Jinsheng, PU Wei, et al. Analysis of Mixed Lubrication Performance of Water-lubricated Rubber Tilting Pad Journal Bearing[J]. Tribology International, 2022, 169:107423.

[18] SHI Jiahao, ZHAO Bin, HE Jingyi, et al. The Optimization Design for the Journal—Thrust Couple Bearing Surface Texture Based on Particle Swarm Algorithm[J]. Tribology International, 2024, 198:108974.

[19] HANNON W M, HAGER C H, SADINSKI R J. A Comparison of the High-pressure Viscometry and Optical Inference Methods Used to Determine the Pressure-Viscosity Coefficient[J]. Journal of Tribology, 2023, 145: 1-16.

[20] HOFFMAN O, SACHS G. Introduction to the Theory of Plasticity for Engineers[M]. Montana: Literary Licensing, LLC, 2012.

[21] DUBROVINSKY L, DUBROVINSKAIA N, PRAKAPENKA V B, et al. Implementation of Micro-ball Nanodiamond Anvils for High-pressure Studies above 6 Mbar[J]. Nature Communications, 2012, 3:1163.

[22] 褚昆昆，杨坤，朱祥，等．基于金刚石对顶砧的液体高压黏度测量[J]．高压物理学报，2016，30(5)：358-362.
CHU Kunkun, YANG Kun, ZHU Xiang, et al. High-pressure Viscosity Measurement of Liquids Based on Diamond Anvil Cell [J]. Chinese Journal of High Pressure Physics, 2016, 30(5):358-362.

[23] 胡俊，任安峰，黄建文等．静液挤压W6Mo5Cr4V2高速钢的工艺研究[J]．兵器材料科学与工程，2007，30(1)：56-58.
HU Jun, REN Anfeng, HUANG Jianwen, et al. Study on the Process of Hydrostatic Extrusion of W6Mo5Cr4V2 High-speed Steel[J]. Ordnance Material Science and Engineering, 2007, 30(1):56-58.

[24] ROZNER A, FAUPEL J H. Some Considerations of The Mechanics of Hydrostatic Extrusion [J]. Journal of the Franklin Institute, 1964, 227(3):217-236.

[25] 温诗铸，黄平．摩擦学原理[M]．北京：清华大学出版社，2002.
WEN Shizhu, HUANG Ping. Principles of Tribology [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2002.

（编辑　胡佳慧）

作者简介：黄　胜，男，1984年生，博士研究生。研究方向为超高压液压成形工艺与装备。E-mail：huangsheng619@163.com。

樊晓光*（通信作者），男，1985年生，教授、博士研究生导师。研究方向为高性能轻量化精确塑性成形制造理论与技术。E-mail：fxg3200@nwpu.edu.cn。

本文引用格式：

黄胜，樊晓光，詹梅，等．基于流体动力润滑的金属静液挤压力理论模型[J]．中国机械工程，2026，37(11)：2962-2970.

HUANG Sheng, FAN Xiaoguang, ZHAN Mei, et al. Theoretical Modeling of Metal Hydrostatic Extrusion Force Based on Hydrodynamic Lubrication[J]. China Mechanical Engineering, 2026, 37(11):2962-2970.