



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 103133588 A

(43) 申请公布日 2013.06.05

(21) 申请号 201310073559.2

(22) 申请日 2013.03.08

(71) 申请人 山东理工大学

地址 255086 山东省淄博市高新技术产业开
发区高创园D座1012室

(72) 发明人 周长城 孔艳玲 刘小亭

(51) Int. Cl.

F16F 9/14(2006.01)

F16F 9/32(2006.01)

权利要求书2页 说明书5页 附图3页

(54) 发明名称

液压减振器局部压力损失及活塞孔等效长度的计算方法

(57) 摘要

本发明涉及液压减振器局部压力损失及活塞孔等效长度的计算方法,属于减振器技术领域。对于减振器局部压力损失及活塞孔等效长度先前一直没有均无可靠的计算方法,不能满足减振器设计及特性仿真精确建模的要求。本发明根据液压减振器结构参数、活塞孔直径、个数、油液参数和减振器速度,计算出突然缩小、突然扩大和改变方向的局部压力损失,并且将其叠加折算为活塞孔的等效长度。该方法为建立准确、可靠的液压减振器节流阀参数设计及特性仿真数学模型,提供了可靠的局部压力损失及活塞孔等效长度的计算方法。



1. 液压减振器局部压力损失及活塞孔等效长度的计算方法,其具体步骤如下:

(1) 确定活塞孔突然缩小的局部压力损失系数 ζ_{h1} :

根据塞孔总面积与活塞缸筒和活塞杆之间环形面积的比值 $A_2/A_1 = \frac{n_h d_h^2}{D_h^2 - d_g^2}$ 的大小,查阅《液压设计手册》,确定活塞孔突然缩小的局部阻力系数 ζ_{h1} ,其中, D_h 为活塞缸筒内径, d_g 为活塞杆直径, d_h 为活塞孔直径, n_h 为活塞孔的个数;

(2) 确定活塞孔方向改变的局部压力损失系数 ζ_{h2} :

根据活塞孔的角度 θ , 确定活塞孔方向改变的局部阻力系数 $\zeta_{h2} = 0.946 \sin^2\left(\frac{\theta}{2}\right) + 2.407 \sin^4\left(\frac{\theta}{2}\right)$;

(3) 确定活塞孔突然扩大的局部压力损失系数 ζ_{h3} :

根据活塞孔直径 d_h , 活塞孔的个数 n_h , 复原阀内腔中固定复原阀片底座的半径 r_{kf} , 复原阀内腔半径, 即阀口半径 r_{kf} , 确定活塞孔突然扩大的局部阻力系数 $\zeta_{h3} = \left[1 - \frac{n_h d_h^2}{4(r_{kf}^2 - r_{kf}^2)}\right]^2$;

(4) 确定减振器临界速度 V_c 点:

根据减振器活塞缸筒内径 D_h , 活塞杆直径 d_g , 活塞孔直径 d_h 和个数 n_h , 油液运动粘度 ν 及油液层流与紊流的临界雷诺数 $Rec = 2300$, 确定减振器临界速度 V_c 为:

$$V_c = \frac{w_h d_h Rec}{D_h^2 - d_g^2};$$

(5) 计算活塞孔的沿程压力损失系数 λ_h :

根据活塞缸筒内径 D_h , 活塞杆直径 d_g , 活塞孔直径 d_h 和个数 n_h , 油液运动粘度 ν 及油液层流与紊流的临界雷诺数 Rec , 减振器运动速度 V , 及步骤(4)中的减振器临界速度 V_c , 对活塞孔的沿程压力损失系数 λ_h 进行计算:

$$\lambda_h = \begin{cases} \frac{64 n_h d_h \nu}{V (D_h^2 - d_g^2)} & (V < V_c) \\ 0.2565 \left[\frac{V \pi (D_h^2 - d_g^2)}{n_h d_h \nu} \right]^{-0.25} & (V > V_c) \end{cases};$$

(6) 计算减振器活塞孔的等效长度 L_{he} :

根据活塞孔的物理长度 L_h , 活塞孔直径 d_h , 步骤(5)中的沿程压力损失系数 λ_h , 及步骤(1)~步骤(3)中的 ζ_{h1} , ζ_{h2} 和 ζ_{h3} , 计算在不同减振器速度下活塞孔等效长度 L_{he} 为:

$$L_{he} = L_h + (\zeta_{h1} + \zeta_{h2} + \zeta_{h3}) \frac{L_h}{d_h}.$$

2. 根据权利要求1所述方法中的步骤(6), 其特征在于: 根据活塞孔的物理长度 L_h 和孔

直径 d_h 及在不同减振器速度下的活塞孔沿程压力损失系数 λ_h ,将局部压力损失系数 ζ_{h1} , ζ_{h2} 和 ζ_{h3} 叠加折算为液压减振器活塞孔的等效长度 L_e 。

液压减振器局部压力损失及活塞孔等效长度的计算方法

技术领域

[0001] 本发明涉及液压减振器,特别是液压减振器局部压力损失及活塞孔等效长度的计算方法。

背景技术

[0002] 液压减振器的阻尼特性对悬架系统性能及车辆行驶平顺性具有重要影响,它不仅与减振器及节流阀的结构参数有关,而且与油液沿程及局部压力损失有关。液压局部压力损失对建立精确的减振器节流阀参数设计及可靠特性仿真数学模型具有重要影响,由于减振器压力损失是非线性的,而在实际减振器设计中大都取线性常数,甚至忽略了局部压力损失,因此,很难建立准确可靠的减振器设计及特性仿真数学模型,不能满足汽车减振器设计及特性仿真的要求。目前,对于减振器局部压力损失计算,国内外大都是利用流通有限元仿真软件,通过建模进行数值仿真,能够得到在给定减振器运动速度下的油液流动状态及近似特性值,但是由于在减振器不同运动速度情况下的压力损失是变化的,因此,该方法不能满足减振器现代化 CAD 设计及特性仿真的要求。

[0003] 由于受节流阀片变形解析计算及油液非线性压力损失解析计算理论的制约,目前国外对减振器节流阀参数设计还没有可靠的设计方法,大都是首先凭经验确定一个常通孔面积,然后通过“反复试验+修改”的方法,最终得到减振器常通孔面积设计值,因此,设计及试验费用高,开发周期长,难以满足汽车行业快速发展的要求。目前,我国在液压减振器设计及特性仿真研究方面取得了突破,例如,山东理工大学已解决了制约减振器设计的节流阀片变形解析计算问题,并且对油液局部压力损失及活塞孔等效长度折算进行了一定的研究,为实现液压减振器节流阀参数 CAD 设计奠定了可靠的理论基础。随着汽车工业的快速发展及汽车行驶速度的不断提高,对减振器设计提出了更高的要求。因此,为了满足液压减振器节流阀参数设计及特性仿真精确建模的要求,必须建立一种准确、可靠的液压减振器局部压力损失及活塞孔等效长度的计算方法。

发明内容

[0004] 针对上述现有技术中存在的缺陷,本发明所要解决的技术问题是提供一种准确、可靠的液压减振器局部压力损失及活塞孔等效长度的计算方法,其计算流程图如图 1 所示。

[0005] 本发明所提供的液压减振器局部压力损失及活塞孔等效长度的计算方法,其特征在于采用以下计算步骤:

(1) 确定活塞孔突然缩小的局部压力损失系数 ζ_{k1} :

根据塞孔总面积与活塞缸筒和活塞杆之间环形面积的比值 $A_2/A_1 = \frac{n_k d_k^2}{D_h^2 - d_g^2}$ 的大小,查阅《液压设计手册》,确定活塞孔突然缩小的局部阻力系数 ζ_{k1} ,其中, D_h 为活塞缸筒内径, d_g 为活塞杆直径, d_k 为活塞孔直径, n_k 为活塞孔的个数;

(2) 确定活塞孔方向改变的局部压力损失系数 ζ_{h2} :

根据活塞孔的角度 θ , 确定活塞孔方向改变的局部阻力系数 ζ_{h2}
 $= 0.946 \sin^2\left(\frac{\theta}{2}\right) + 2.407 \sin^4\left(\frac{\theta}{2}\right)$;

(3) 确定活塞孔突然扩大的局部压力损失系数 ζ_{h3} :

根据活塞孔直径 d_h , 活塞孔的个数 n_h , 复原阀内腔中固定复原阀片底座的半径 r_r , 复原
 阀内腔半径, 即阀口半径 r_v , 确定活塞孔突然扩大的局部阻力系数 $\zeta_{h3} = \left[1 - \frac{n_h d_h^2}{4(r_v^2 - r_r^2)} \right]^2$;

(4) 确定减振器临界速度 V_c 点 :

根据减振器活塞缸筒内径 D_h , 活塞杆直径 d_g , 活塞孔直径 d_h 和个数 n_h , 油液运动粘度 ν
 及油液层流与紊流的临界雷诺数 $Rec = 2300$, 确定减振器临界速度 V_c 为 :

$$V_c = \frac{v_{n_h} d_h Rec}{D_h^2 - d_g^2} ;$$

(5) 计算活塞孔的沿程压力损失系数 λ_h :

根据活塞缸筒内径 D_h , 活塞杆直径 d_g , 活塞孔直径 d_h 和个数 n_h , 油液运动粘度 ν 及油液
 层流与紊流的临界雷诺数 Rec , 减振器运动速度 V , 及步骤(4)中的减振器临界速度 V_c , 对活
 塞孔的沿程压力损失系数 λ_h 进行计算 :

$$\lambda_h = \begin{cases} \frac{64 n_h d_h \nu}{V (D_h^2 - d_g^2)} & (V < V_c) \\ 0.2565 \left[\frac{V \pi (D_h^2 - d_g^2)}{n_h d_h \nu} \right]^{-0.25} & (V > V_c) \end{cases} ;$$

(6) 计算减振器活塞孔的等效长度 L_{he} :

根据活塞孔的物理长度 L_h , 活塞孔直径 d_h , 步骤(5)中的沿程压力损失系数 λ_h , 及步骤
 (1)~步骤(3)中的 ζ_{h1} , ζ_{h2} 和 ζ_{h3} , 计算在不同减振器速度下活塞孔等效长度 L_{he} 为 :

$$L_{he} = L_h + (\zeta_{h1} + \zeta_{h2} + \zeta_{h3}) \frac{L_h}{d_h} .$$

[0006] 本发明比现有技术具有的优点 :

液压减振器局部压力损失及活塞孔等效长度的计算方法, 根据液压减振器结构参数、
 活塞孔直径和个数及油液参数, 确定减振器活塞孔突然缩小、突然扩大和改变方向的局部
 压力损失系数, 根据减振器临界速度 V_c 及在不同速度下的活塞孔沿程压力损失系数, 将局
 部压力损失系数叠加折算为活塞孔等效长度, 可实现在对不同速度情况下的减振器局部压
 力损失及活塞孔等效长度的计算, 为建立精确节流阀参数设计及特性仿真数学模型及得到
 可靠的参数设计值及特性仿真值, 提供了重要分析计算方法。

[0007] 为了更好地理解本发明下面结合附图作进一步的说明。

[0008] 图 1 是液压减振器局部压力损失及活塞孔等效长度计算流程图 ;

图 2 是液压减振器活塞体的结构图；

图 3 是实施例一的液压减振器活塞孔沿程压力损失系数 ζ_k 随速度 V 变化曲线；

图 4 是实施例一的液压减振器活塞孔等效长度 L_{ke} 随速度 V 变化情况；

图 5 是实施例二的液压减振器活塞孔沿程压力损失系数 ζ_k 随速度的变化情况；

图 6 是实施例二的液压减振器活塞孔等效长度 L_{ke} 随速度 V 变化情况。

具体实施方案

[0009] 下面通过实施例对本发明作进一步详细说明。

[0010] 实施例一：某减振器活塞总成及复原阀结构如图 2 所示，活塞体 1，活塞杆 2，活塞孔 3，复原阀片 4，限位挡圈 5，紧固螺母 6，常通节流孔 7，其中，对于活塞孔 3 的角度为 θ ，节流阀片 4 的内圆半径 r_a ，外圆半径 r_b ，阀口半径为 r_k 。该减振器的活塞缸筒内径 $D_H = 28\text{mm}$ ，活塞杆直径 $d_g = 20\text{mm}$ ，活塞孔直径 $d_h = 2.0\text{mm}$ ，活塞孔的物理长度 $L_h = 9\text{mm}$ ，活塞孔个数 $n_h = 4$ ，活塞孔的角度 $\theta = 52^\circ$ ，油液运动粘度 $\nu = 10.0 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ，油液层流与紊流的临界雷诺数 $Rec = 2300$ 。

[0011] 本发明实例所提供的液压减振器局部压力损失及活塞孔等效长度的计算方法，其计算流程如图 1 所示，具体计算步骤如下：

(1) 确定活塞孔突然缩小的局部压力损失系数 ζ_{k1} ：

根据图 2 减振器活塞及复原阀体结构：活塞缸筒内径 $D_H = 28\text{mm}$ ，活塞杆直径 $d_g = 20\text{mm}$ ，活塞孔直径 $d_h = 2.0\text{mm}$ ，活塞孔的个数 $n_h = 4$ ，及活塞孔总面积与活塞缸筒和活塞杆之间环形面积的比值 $A_2/A_1 = \frac{n_h d_h^2}{D_H^2 - d_g^2} = 0.0417$ ，查阅《液压设计手册》，如表 1 所示，并通过

插值运算，确定活塞孔突然缩小的局部阻力系数 $\zeta_{k1} = 0.47$ ；

表 1 突然缩小的局部压力损失系数 ζ_{k1}

A_2/A_1	0.01	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
ζ_{k1}	0.490	0.469	0.431	0.387	0.343	0.298	0.257	0.212	0.161	0.070	0.00

(2) 活塞孔方向改变的局部压力损失系数 ζ_{k2} ：

根据活塞孔的角度 $\theta = 52^\circ$ ，确定活塞孔方向改变的局部阻力系数 ζ_{k2} 为：

$$\zeta_{k2} = 0.946 \sin^2\left(\frac{\theta}{2}\right) + 2.407 \sin^4\left(\frac{\theta}{2}\right) = 0.2707；$$

(3) 确定活塞孔突然扩大的局部压力损失系数 ζ_{k3} ：

根据活塞孔直径 $d_h = 2.0\text{mm}$ ，活塞孔的个数 $n_h = 4$ ，复原阀内腔中固定复原阀片底座的半径 $r_a = 5.5\text{mm}$ ，复原阀内腔半径 $r_k = 8.0\text{mm}$ ，确定活塞孔突然扩大的局部阻力系数 ζ_{k3} 为：

$$\zeta_{h3} = \left[1 - \frac{n_h d_h^2}{4(r_M^2 - r_m^2)} \right]^2 = 0.777 ;$$

(4) 确定减振器临界速度 V_c :

根据图2减振器活塞体的结构参数:活塞缸筒内径 $D_H = 28\text{mm}$, 活塞杆直径 $d_g = 20\text{mm}$, 活塞孔直径 $d_h = 2.0\text{mm}$ 和个数 $n_h = 4$, 油液运动粘度 $\nu = 10.0 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 及临界雷诺数 $Rec = 2300$, 确定减振器临界速度 V_c 为:

$$V_c = \frac{v n_h d_h Rec}{D_H^2 - d_g^2} = 0.4792\text{m/s};$$

(5) 在减振器速度 V 下的沿程压力损失系数 λ_h 计算:

根据活塞缸筒内径 $D_H = 28\text{mm}$, 活塞杆直径 $d_g = 20\text{mm}$, 活塞孔直径 $d_h = 2.0\text{mm}$ 和个数 $n_h = 4$, 油液运动粘度 $\nu = 10.0 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, 减振器运动速度 V , 及步骤(4)中的减振器临界速度 $V_c = 0.4792\text{m/s}$, 对活塞孔的沿程压力损失系数 λ_h 按照以下分段函数进行计算:

$$\lambda_h = \begin{cases} \frac{64 n_h d_h \nu}{V (D_H^2 - d_g^2)} & (V < V_c) \\ 0.2565 \left[\frac{V \pi (D_H^2 - d_g^2)}{n_h d_h \nu} \right]^{-0.25} & (V > V_c) \end{cases};$$

当减振器运动速度 $V=0.3\text{m/s}$ 时, 活塞孔沿程压力损失系数 $\lambda_h = 0.0444$;

当减振器运动速度 $V=0.7326\text{m/s}$ 时, 活塞孔沿程压力损失系数 $\lambda_h = 0.0278$;

当减振器速度在 $0 \sim 1.0\text{m/s}$ 范围内变化时, 该减振器活塞孔的沿程压力损失系数 λ_h 随速度变化情况, 如图3所示;

(6) 减振器活塞孔等效长度计算:

根据活塞孔的物理长度 $L_h = 9.0\text{mm}$, 活塞孔直径 $d_h = 2.0\text{mm}$, 步骤(5)中的活塞孔的沿程压力损失系数 λ_h , 及步骤(1)~步骤(3)中的 $\zeta_{h1} = 0.47$, $\zeta_{h2} = 0.2707$ 和 $\zeta_{h3} = 0.777$, 计算在不同减振器速度 V 下的活塞孔等效长度 L_{he} :

$$L_{he} = L_h + (\zeta_{h1} + \zeta_{h2} + \zeta_{h3}) \frac{\lambda_h}{d_h};$$

当减振器运动速度 $V=0.3\text{m/s}$ 时, 活塞孔等效长度 $L_{he} = 77.3\text{mm}$;

当减振器运动速度 $V=0.7326\text{m/s}$ 时, 活塞孔等效长度 $L_{he} = 130.3\text{mm}$;

当减振器运动速度在 $0 \sim 1.0\text{m/s}$ 范围内变化时, 活塞孔等效长度 L_{he} 随速度 V 变化曲线, 如图4所示。

[0012] 实施例二:某液压减振器的活塞缸筒内径 $D_H = 28\text{mm}$, 活塞杆直径 $d_g = 18\text{mm}$, 活塞孔直径 $d_h = 2.0\text{mm}$, 活塞孔个数 $n_h = 6$, 活塞孔的角度 $\theta = 60^\circ$, 油液运动粘度 $\nu = 10.0 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, 油液层流与紊流的临界雷诺数 $Rec = 2300$ 。

[0013] 采用实施例一的计算步骤,根据减振器活塞体的结构参数和油液参数,确定活塞孔突然缩小的局部阻力系数 $\zeta_{k1} = 0.47$,活塞孔方向改变的局部阻力系数 $\zeta_{k2} = 0.3869$,活塞孔突然扩大的局部阻力系数 $\zeta_{k3} = 0.676$,减振器临界速度 $V_c = 0.6\text{m/s}$;对在不同速度情况下的活塞孔沿程压力损失系数 λ 进行计算,在 $0 \sim 1.0\text{m/s}$ 区间内活塞孔沿程压力损失系数 λ 随速度的变化曲线,如图5所示;对不同速度下的减振器活塞孔等效长度 L_e 进行计算:

当减振器运动速度 $V=0.3\text{m/s}$ 时,活塞孔等效长度 $L_e = 64.1\text{mm}$;

当减振器运动速度 $V= 0.7326\text{m/s}$ 时,活塞孔等效长度 $L_e = 124.8\text{mm}$;

当减振器运动速度在 $0 \sim 1.0\text{m/s}$ 范围内变化时,实施例二的液压减振器活塞孔等效长度 L_e 随速度 V 变化曲线,如图6所示。

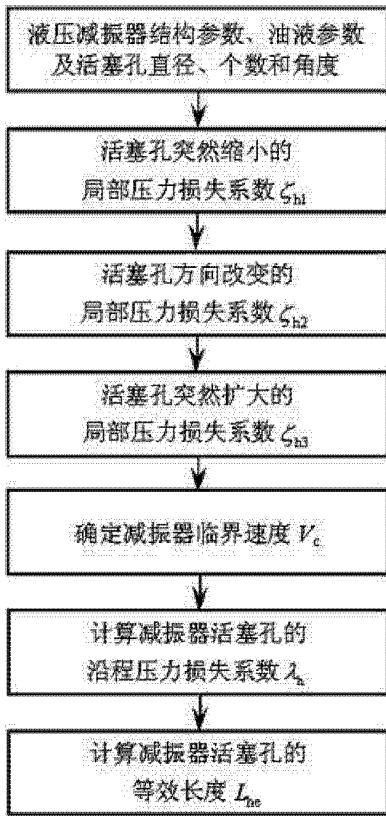


图 1

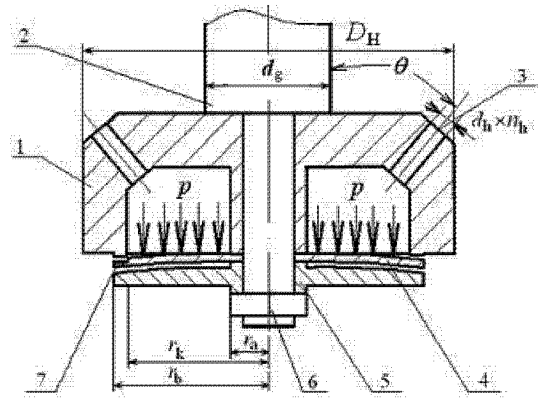


图 2

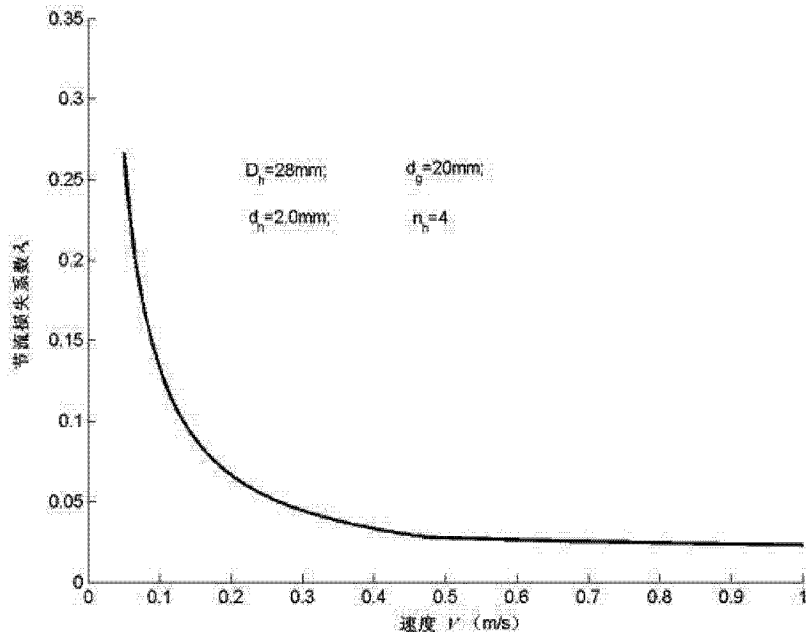


图 3

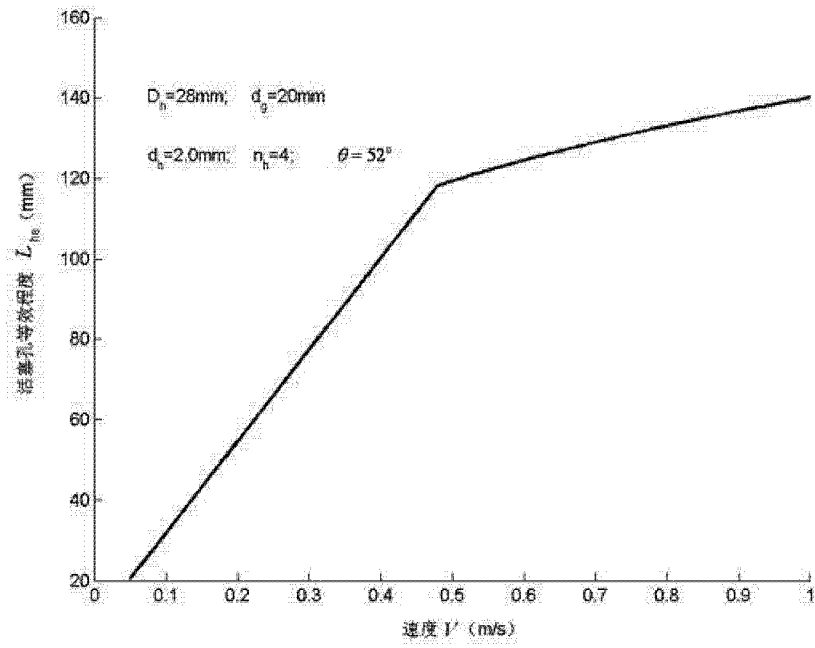


图 4

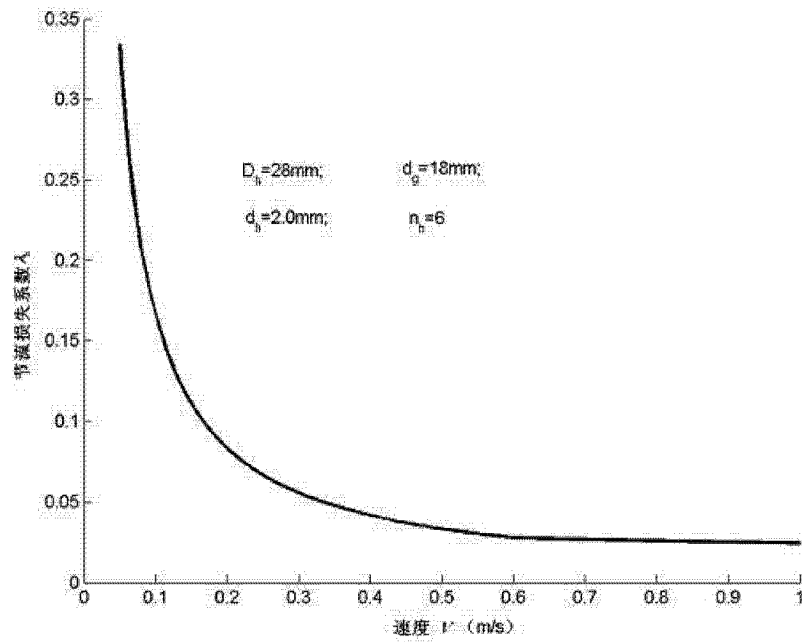


图 5

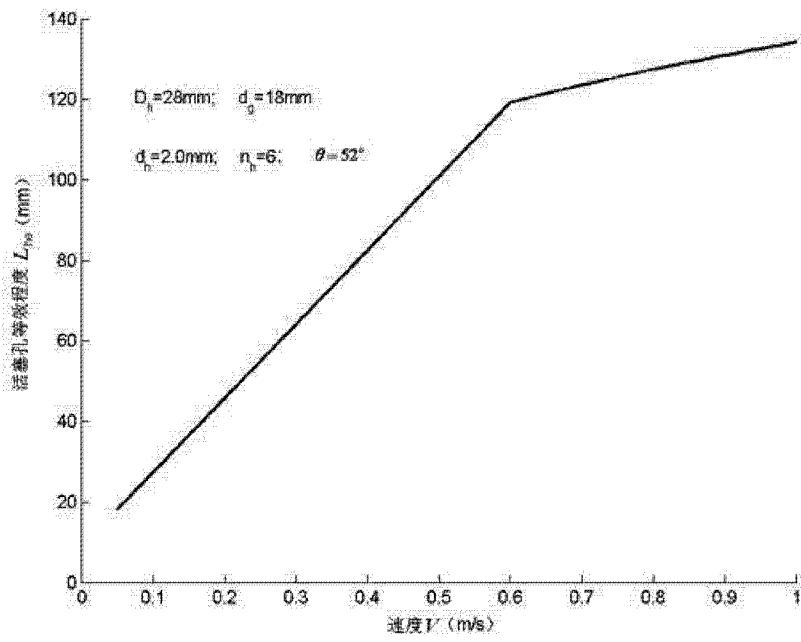


图 6