

# 喷射器喷嘴设计

高孝良

大连理工大学机械工程学院, 辽宁大连 (116024)

E-mail: [winsion1122@sina.com](mailto:winsion1122@sina.com)

**摘要:** 喷射器是一种不直接消耗机械能, 利用流体来传递能量及质量的流体输送机构。它具有结构简单、工作可靠、加工容易、维护方便等优点, 喷射器与某些设备联接后, 系统比较简单, 且具有节能的特点, 目前国内外各行各业应用很广。喷射器的应用史可追溯到十九世纪末, 我国是五十年代初才开始的, 由于它独特的优点, 特别是在节能方面, 使它在耗能工程中应用具有显著的优越性。喷射器的研究中, 喷嘴的研究至关重要占有极其重要的地位, 对喷射器的喷射系数影响很大, 故本文将针对已知的喷射器流体参数设计喷射器的喷嘴, 并分析喷射器喷嘴部分参数的影响。设计出符合本液体工质的喷射器喷嘴。文中将采用计算流体动力学(Computer Fluid Dynamics, 简称 CFD)分析方法, 用流体商业软件 Fluent 进行分析, 分别针对不同的马赫数进行分析。设计出符合本工况和液体工质下的喷射器喷嘴参数。

**关键词:** 喷射器; 喷嘴; 喷射系数; 马赫数; 面积比

**中图分类号:** TP211

## 1 引言

在螺杆冷水机组中, 润滑油不仅对螺杆压缩机起到润滑、冷却、密封、降噪等作用, 还是驱动滑阀的动力, 对于螺杆冷水机组具有重要作用。但在采用满液式蒸发器的冷水机组中, 由于回油不理想, 系统中没有分离干净的冷冻机油会积聚在蒸发器中, 不仅造成换热效果降低, 而且会造成压缩机失油过多而不能正常工作或造成损坏<sup>[1]</sup>。采用满液式蒸发器的螺杆冷水机组, 互溶的合成冷冻机油与高效油分离器, 并采用满液式蒸发器直接回油技术。这种机组使用一段时间后, 满液式蒸发器中的含油量会达到一个动态平衡状态, 并且满液式蒸发器中的含油量较高, 从而影响蒸发器的工作性能。根据国内外发表的试验结果, 当满液式蒸发器中合成冷冻机油含量达到 1% 时, 制冷量会降低 18%, 达到 5% 时会降低 28%, 这样就必然要加大蒸发器的面积<sup>[2]</sup>。润滑油沸点远高于制冷剂, 随制冷剂进入蒸发器后不会同制冷剂一起蒸发, 若不采取适当措施, 润滑油势必在蒸发器中越积越多而导致压缩机缺油, 这对机组的安全高效运行极为不利。喷射器的设计就显得尤为重要, 而喷嘴作为喷射器中的最重要部件对喷射器的性能影响是极其重要的。但是现今的关于喷射器的研究仅限于以水蒸汽为工质的研究, 下文将利用 Fluent 软件对以润滑油 R22 为工质的喷射器进行分析计算。

## 2 喷射器原理

根据其用途及工作介质的性质是液体还是气体, 喷射器可被称为喷射器、引射器、喷射泵等不同名称, 但其喷射器的工作原理和结构形式是基本相同的。喷射器是利用射流紊动扩散作用来传递能量和质量的一种流体机械混合设备<sup>[3]</sup>。通常由喷嘴(Nozzle)、接受室(Suction chamber)、混合室(Mixing chamber)、扩压室(Diffuser chamber)四部分组成。

混合流体分为气(蒸汽)相, 液相, 或者是气体(蒸汽)、液体和固体的混合物。进入装置以前, 压力较高的那种介质叫做工作介质。工作介质流叫做工作流体。工作流体以很高的速度从喷嘴出来, 进入喷射器的接受室, 并把在喷射器前的压力较低的介质带走。被带走的流体叫做引射流体。

1. 高温、高压的工作流体通过喷嘴绝热膨胀(收缩喷管或拉伐尔喷管, 其选择取决于工作流体压力和引射流体压力的大小, 如果引射流体的压力小于该喷嘴结构下的工作流体的临

界压力，则用拉伐尔喷管），将位能转化为动能， $P_m$  降至  $P_1$ ，温度由  $T_m$  降至  $T_1$ ，而速度由  $W_m$  升至  $W_1$ ，（可达超音速）；

2. 由于喷嘴出口的压力  $P_1$ ，稍低于引射流体的压力  $P_s$ ，这样，便造成了两个流体的压力差，引射流体便被压入喷射器中，将吸入室中的流体吸入；

3. 工作流体与引射流体在混合室内剧烈混合，实现动量、能量交换，工作流体的速度大于引射流体，引射流体在工作流体的带动下，速度加大，在混合段混合流体的压力逐渐上升至  $P_2$ ，速度逐渐下降至  $W_2$ ；

4. 混合流体在扩压室中压缩，为了克服出口的回压，动能变小，动能转化为位能，压力升至  $P_3$ ，速度降至  $W_3$ ，混合流体克服出口的回压，完成喷射器的工作<sup>[4]</sup>。

从喷射器的工作过程可以看到，喷射器的工作原理简单，但内部流场是相当复杂的。尤其是工作流体、引射流体混合过程，对此，人们进行了各种假设，如采用一维模型的理想混合、通过实验结果预估局部损失系数等，避开对具体流场的分析，以便能形成喷射器的设计理论。但由于对流场认识的不足，尽管进行了大量的实验和模拟，但是对内部流场的研究很少，本文将用 Fluent 软件进行设计分析。

### 3 数值模拟计算

考虑到在混合段入口见面出引射流体速度与工作流体的超音速相比很小，故可以将引射流体的侧向入口简化成为环向入口，从而便可以将三维模型简化成为二维的轴对称模型进行计算分析，目前这一简化方法在国内外应用中很广泛，二维模型和三维模型并无明显的差异。喷射器的整体是一个对称的结构，故计算一半就可以描述喷射器的性能等参数。对于整个喷射器的网格划分采用分块划分，网格通过 Fluent 的前处理软件 Gambit 进行划分，网格的划分情况如下图 1，图 2

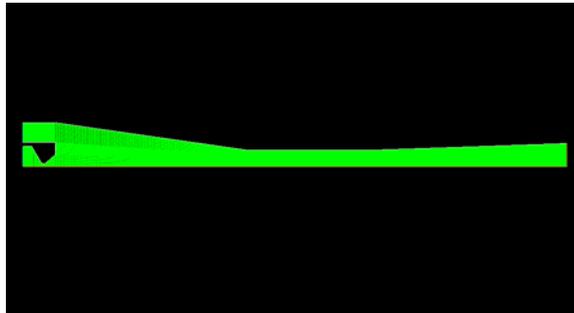


图 1 完整的网格  
Fig.1 Complete Grid

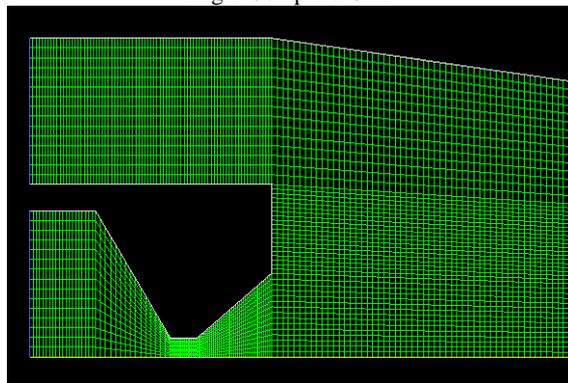


图 2 喷嘴的网格  
Fig.2 Nozzle Grid

根据喷射器内部流动特点，采用如下几点假设：

1. 流动过程为稳定的轴对称流动；
2. 忽略流体浮力的影响；
3. 动作流体在喷嘴中的流动过程为等熵流动，且所有流动均与外界绝热；
4. 喷嘴出口截面出的工作流体和引射流体互不混合但紧密流动。

### 3.1 求解模型的建立

求解器的选择，本模型选择分离求解方法。分离求解方法即分别求解各个控制方程的方法。由于控制方程是非线性的，因此求解必须经过多次迭代才能获得收敛解。其过程可概述如下：

(1) 流场变量更新。在第一次计算时，变量由初始化过程更新。在随后的计算中，每迭代一次既得到一个更新的解。

(2) 用当前压强和质量通量的值求解动量方程，以得到新的速度场。

(3) 因为(2)中得到的速度场的数值解无法完全满足连续方程，于是再求解压强修正方程。压强修正方程是由连续方程导出的泊松型方程，求解这个方程可以得到对压强场、速度场和质量通量的修正，进而使连续方程得到满足。

(4) 利用前面求出的解，求解湍流方程、能量方程、组元方程和能量方程。

(5) 在多相流计算中如果考虑相间干扰，则需要通过求解弥散相轨迹计算得到连续相方程中的源项解。

(6) 检验收敛条件是否被满足。如果收敛条件被满足，则停止计算。如果计算没有收敛，则继续迭代过程。

湍流模型选择为标准  $k-\epsilon$  湍流模型，涡粘模型不直接处理 Reynolds 应力项，而是引入湍动粘度，然后把湍流应力表示成湍动粘度的函数。湍动粘度的提出来源于 Boussinesq 提出的涡粘假设，该假设建立了 Reynolds 应力相对于平均速度梯度的关系，即：

$$\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k \quad (1)$$

$$k = \frac{\overline{u_1 u_1}}{2} = \frac{1}{2} (\overline{u^2} + \overline{v^2} + \overline{w^2}) \quad (2)$$

选择能量方程，激活传热机制，在计算方程中，增加能量方程。

### 3.2 流体物理属性的设置

创建新流体，本模型一共是三种流体，分别取名为 high, low, oil。high 为一次流体，low 和 oil 同为二次流，其中一次流作为工作流体，分为两种情况即：气态与液态两种形式，下表 1 为流体物理性质。high 气态流体为润滑油 R22 在 26 摄氏度下的气态物理属性；high 液态流体为滑油 R22 在 26 摄氏度下的液态物理属性；low 流体为润滑油 R22 在 0 摄氏度下的液态物理属性；oil 流体为工作残余下的液态流体。在分析计算中，二次流的流体按照现实情况把 low 与 oil 流体按照 7 比 3 即 70% 和 30% 的百分比比例配比，在下面的边界条件中会涉及到。

表 1 流体物理性质

名称	high 气	high 液	low	oil
密度	45.45	1250	1250	913.7
定压比热	880	1260	1170	2091
热传导率	0.0114	0.0830	0.0947	0.37
粘度	0.0128	0.0166	0.0220	0.0269
分子量	86.4	86.4	86.4	30

### 3.3 边界条件的设定

一次流入口 i-1 和二次流入口 i-2 均为压力入口，出口 out 为压力出口。湍流强度  $I$  的定义为

$$I = \frac{\sqrt{u'^2 + v'^2 + w'^2}}{u_{avg}} \quad (3)$$

上式中  $u'^2, v'^2, w'^2$  是速度脉动量， $u_{avg}$  是平均速度。湍流粘度比  $\mu_t / \mu$  与湍流雷诺数  $Re_t$  成正比。湍流雷诺数的定义为：

$$Re_t = \frac{k^2}{\epsilon \theta} \quad (4)$$

$Re_t$  在高雷诺数边界层、剪切层和充分发展的管道流动中的数值较大，其量级大约在 100-1000 之间，而在大多数外部流动的自由流边界上， $\mu_t / \mu$  的值很小。在典型情况下， $\mu_t / \mu$  的值在 1 到 10 之间。 $k-\epsilon$  模型中用湍流粘度比定义流动时，在 Turbulence Specification Method（湍流定义方法）中使用 Intensity and Viscosity Ratio（湍流强度与粘度比）方法。

### 3.4 求解

进行求解计算前，首先要初始化流场，因为本模型的入口设置为压力入口，初始流场压力选择为入口压力的平均值，其他设置为缺省值。在默认状态下，所有的物理量的变化都会被监测，以便于判断求解是否收敛。当所有的物理量的收敛标准都满足时，计算就收敛了。在计算时绘制残差曲线图的设置，将各参数的收敛标准为  $10^{-5}$ ，而能量残差要小于  $10^{-6}$ 。有些模型的残差始终没有达到收敛标准，如果一次流与二次流的质量流量持续不变化也可视为计算已经收敛。设置结束后，可以进行计算了，下图便是模型计算至 12000 步时的残差曲线。

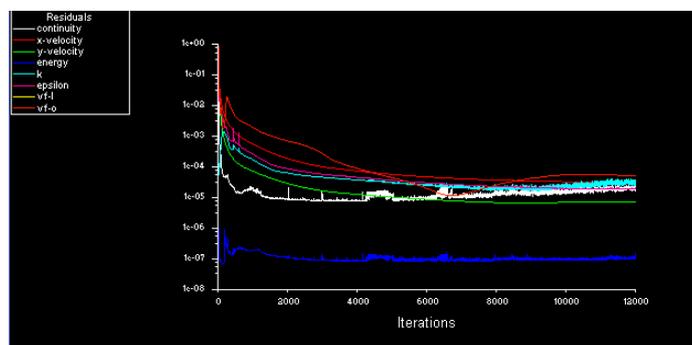


图 3 残差曲线  
Fig.3 Scaled Residuals

## 4 喷嘴设计

喷嘴是喷射器中最为关键的部件,喷嘴出口马赫数是由喷嘴出口面积与喷嘴喉口面积之比确定的,因此,喷嘴出口截面积与喷嘴喉口截面积之比是喷嘴设计的关键,喷射器中采用的为超音速喷嘴,因而喷嘴为缩放管,设计时首先按收缩段为亚音速、喉口达到音速、喉部以下直至出口全为等熵连续的超音速流动(完全膨胀状态)的流动条件<sup>[5]</sup>,来使用下面的等熵关系式:

$$\frac{A_e}{A_t} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} * \frac{1}{M_e} \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_e^2 \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (5)$$

$K$ ——绝热指数, 本文对润滑剂 R22 取 1.19;

$M_e$ ——喷嘴出口马赫数;

$A_e$ ——喷嘴出口截面积,  $m^2$ ;

$A_t$ ——喷嘴喉口截面积,  $m^2$ ;

首先确定六个喷嘴的马赫数 2、2.7、3.0、3.5、4.0、4.35 分别进行计算,通过确定的马赫数来计算出六个面积比,对应的六个面积比分别为 1.206727、1.8965556、4.5562478、6.9540435、18.764538、30.487724886、51.20244198,针对这六个面积比分别计算设计喷嘴的半径比。

表 2 喷嘴半径比  
Tab.2 Nozzle radius ratio

编号	0#	1#	2#	3#	4#	5#
马赫数	2	2.7	3.0	3.5	4.0	4.35
面积比	1.2067	1.8966	4.5562	6.9540	18.765	30.48
半径比	1.3772	2.1345	2.6371	4.3318	5.5216	7.1556

建立模型计算,通过计算得知,0#、1#、2#喷嘴均产生了回流现象,3#、4#、5#喷射器工作正常,下面将对 3#喷射器的喷嘴设计参数进行详细说明。本文计算的是喷射器的前半部分也就是喷嘴这部分,混合室以及扩压室的结构,我采用的是根据索科洛夫的《喷射器》书中的喷射器的参数。参数如下,喷嘴到混合室的距离  $l_3$  为 107mm;等面积段直径为 17.8mm;等面积段长度为 72mm;扩压室的直径为 25.28mm;扩压室的长度为 107mm。确定喷射器混合室后端的参数后,调整前面的喷嘴参数,计算分析出性能优良的喷射器,喷射器的性能,本文主要通过喷射器的喷射系数  $\omega$  来描述喷射器的性能

$$\omega = m_2 / m_1 \quad (6)$$

式中  $\omega$  为喷射系数,  $m_1$  为一次流体的质量流量,  $m_2$  为二次流体的质量流量。

喷射器喷嘴的参数,计算出面积比后,就能确定半径比,确定  $d_e$  为 12.4,  $d_t$  为 2.86,  $d_m$  为 22.4,  $l_1$  在  $2d_t$  与  $6d_t$  之间变化,  $l_1$  先确定为 2,后面会调整  $l_1$ ,研究  $l_1$  的变化对喷射系数的影响,  $l_2$  在  $2d_t$  与  $18d_t$  之间调整,具体调整数值见表 3

表 3 喷嘴的参数  
Tab.3 Nozzle parameters

喷嘴编号	$l_0$	$d_m$	$d_t$	$d_e$	$l_1$	$l_r$	$l_2$
3#d1	7.0	22.4	2.86	12.4	5.72	2	5.72
3#d2	7.0	22.4	2.86	12.4	5.72	2	11.44
3#d3	7.0	22.4	2.86	12.4	5.72	2	17.16
3#d4	7.0	22.4	2.86	12.4	5.72	2	34.32
3#d5	7.0	22.4	2.86	12.4	5.72	2	51.48
3#d6	7.0	22.4	2.86	12.4	11.44	2	5.72
3#d7	7.0	22.4	2.86	12.4	11.44	2	11.44
3#d8	7.0	22.4	2.86	12.4	11.44	2	17.16
3#d9	7.0	22.4	2.86	12.4	11.44	2	34.32
3#d10	7.0	22.4	2.86	12.4	11.44	2	51.48
3#d11	7.0	22.4	2.86	12.4	17.16	2	5.72
3#d12	7.0	22.4	2.86	12.4	17.16	2	11.44
3#d13	7.0	22.4	2.86	12.4	17.16	2	17.16
3#d14	7.0	22.4	2.86	12.4	17.16	2	34.32
3#d15	7.0	22.4	2.86	12.4	17.16	2	51.48

4#喷射器的喷嘴参数为  $d_e$  为12.4,  $d_t$  为2.24,  $d_m$  为22.4;  $l_1$  在  $2d_t$  与  $6d_t$  之间调整,  $l_1$  分别为4.48、8.96、13.44;  $l_2$  在  $2d_t$  与  $18d_t$  之间调整,  $l_2$  分别为4.48、8.96、13.44、26.88、40.32。5#喷射器的喷嘴参数为  $d_e$  为12.4,  $d_t$  为1.73,  $d_m$  为22.4;  $l_1$  在  $2d_t$  与  $6d_t$  之间调整,  $l_1$  分别为3.46、6.92、10.38;  $l_2$  在  $2d_t$  与  $18d_t$  之间调整,  $l_2$  分别为3.46、6.92、10.38、20.76、31.14。

表 4 喷射器喷射系数  
Tab.4 jet coefficient

喷嘴编号	气态	液态	喷嘴编号	气态	液态	喷嘴编号	气态	液态
3#d1	0.8464	0.4407	4#d1	2.0695	0.4539	5#d1	2.1777	0.3955
3#d2	1.5519	0.3228	4#d2	2.6583	0.4352	5#d2	2.6361	0.4337
3#d3	1.8799	0.4406	4#d3	1.4366	0.2730	5#d3	1.9528	0.3334
3#d4	1.9561	0.2281	4#d4	1.6817	0.2587	5#d4	1.7921	0.3229
3#d5	回流	回流	4#d5	2.5578	0.3796	5#d5	1.6789	0.2626
3#d6	1.6847	0.4170	4#d6	1.7127	0.4098	5#d6	2.5322	0.4392
3#d7	1.1725	0.3926	4#d7	1.5356	0.4202	5#d7	2.0880	0.4001
3#d8	0.6694	0.1281	4#d8	1.1127	0.4496	5#d8	1.8675	0.4229
3#d9	0.8948	0.2776	4#d9	0.1415	0.4124	5#d9	1.8431	0.4230
3#d10	0.9905	0.2041	4#d10	1.4401	0.3846	5#d10	1.6972	0.4404
3#d11	0.9395	0.2303	4#d11	1.8161	0.4406	5#d11	0.2772	0.4545
3#d12	回流	回流	4#d12	1.0907	0.3695	5#d12	1.6846	0.4355
3#d13	回流	回流	4#d13	1.4003	0.3184	5#d13	1.7080	0.4329
3#d14	回流	回流	4#d14	1.1213	0.2580	5#d14	1.7289	0.4056
3#d15	回流	回流	4#d15	1.1159	0.2533	5#d15	1.6571	0.4145

从表中可以得知，4#d1 的喷射系数比较高，分析得出 4#d1 的喷嘴的结构比其他结构的喷射系数高。下文将对喷嘴的其他参数  $l_0$ ， $l_t$ ， $d_m$  分别分析，找出这几个参数对喷射器喷射系数的影响。调整 4#d1 喷射器中  $l_0$  分别在 5、10、15、20、25、30 时气态液态的喷射系数；调整 4#d6 喷射器中  $l_t$  分别在 0、1、2、3、4、5、8 时液态的喷射系数，调整 4#d15 喷射器中  $l_t$  分别在 0、1、2、3、4、5、8 时液态的喷射系数；调整 3#d1 喷射器中  $d_m$  分别在 10 倍、9 倍、8 倍、7 倍、6 倍、5 倍、4 倍、3 倍、2 倍  $d_t$  时气态液态的喷射系数。下面以图表的形式清晰得表现这几个参数对喷射系数的影响。

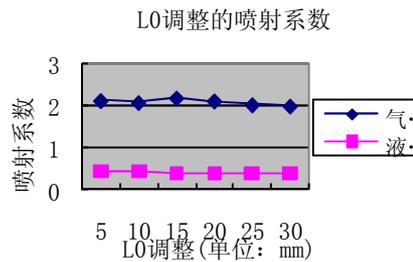


图4 喷射系数  
Fig.4 jet coefficient

图表中可见，无论是气态还是液态，在 5-30mm 的范围内的变化均不是很大，最大和最小相差不大于 5%，本模型忽略了壁面的摩擦力，但是现实模型中是不可能的，所以  $l_0$  的长度不宜过大，在模型中取 7.5 为适宜。

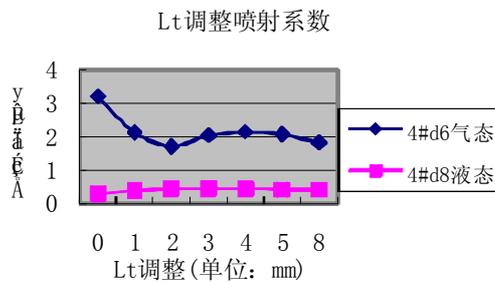


图5 喷射系数  
Fig.5 jet coefficient

图表中可见，气态喷射器中，当喷射器的喷嘴等面积段  $l_t$  为0时，明显喷射系数比较大；但是在液态喷射器中，当喷射器的喷嘴等面积段  $l_t$  为0时，喷射系数为最小，在其他等面积段的情况变化很小。因此，在设计喷射器时，若是一次流为气态则喷嘴等面积段为0时喷射器喷射系数比较适宜；若一次流为液体则有等面积段比较适宜。

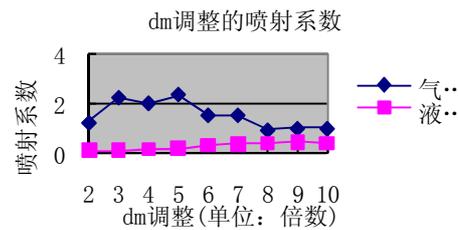


图5 喷射系数  
Fig.5 jet coefficient

图表中可见, 气态喷射器在 3—5 倍喷嘴半径之间喷射系数较大, 而液态喷射器在 8—10 倍喷嘴半径之间喷射系数较大。喷射器入口的面积是不能忽视的, 调整好入口面积能提高喷射器的入口速度, 加大喷射器的喷射系数。

## 5 结论

(1) 喷射器的喷嘴面积比不能过小, 过小致使二次流压力差不够将二次流压入混合室; 喷射器的喷嘴面积比也不能过大, 过大致使一次流与二次流进入混合室的能量太小, 影响喷射系数。故根据模型的计算结果, 本模型选择 4#d1 的喷嘴。

(2) 喷射器的  $l_0$ ,  $l_t$ ,  $d_m$  三个参数的变化根据一次流的属性不同而不同, 分开讨论

## 致谢

感谢孙伟教授在我研究生阶段对我学习及科研的指导, 感谢董荣梅博士给予我写论文时的帮助。

## 参考文献

- [1] 刘宪英,陈建萍.对螺杆式冷水机组有关问题的讨论[J].暖通空调,2002,2(32):56-59.
- [2] 王玉贵. HFC-134a 螺杆冷水机组中满液式蒸发器回油设计讨论[J].制冷术,2007,4:16-17.
- [3] 索科洛夫,津格尔 H M 著.黄秋云译.喷射器[M].北京:科学出版社,1977.
- [4] Elrod H G. The theory of ejector [J]. Journal of applied mechanics, Trans ASME, 1945(67): A170-174.
- [5] 张博,沈胜强,李海军.二维流动模型的喷射器性能分析研究[J].热科学与技术, 2003,2(2):149-153.

## The Design of The Ejector's Nozzle

Gao Xiaoliang

School of Mechanical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian, China (116024)

### Abstract

The ejector is an equipment that delivering fluid. It delivers energy and mass by using fluid, but not by consuming the mechanical energy. The advantages of the ejector are simple structure, stable work, easy process, convenient maintenance and so on. The ejector could also be easily connected with other facilities in order to economize on energy. Because of those merits, the ejector is widely used in different fields, both at home and abroad. The application of using the ejector could be traced back to the end of 19th century. Our country begin to use the machine in the early 1950s. With the distinguished advantage of saving energy, the ejector shows its superiority in the project of energy consumption. However, a nozzle occupies an important place in the research of the ejector. The nozzle greatly affects the jet coefficient of an ejector. This article aims to introduce the design of the ejector's nozzle according to given fluid parameter of the ejector. The writer would analyze the effect of the ejector's nozzle parameter and then design a kind of ejector's nozzle which conforms to the fluid working medium. The analytic method Computer Fluid Dynamics (CFD) would be used in this article. Moreover, the fluid business software, which analyzes different Mach numbers, would also be applied in this program. According to the result of the analysis, the writer would design an ejector's nozzle parameter which conforms to the working condition and the fluid working medium.

**Keywords:** ejector; nozzle; jet coefficient; Mach number; area ratio

**作者简介:** 高孝良, 1984年11月22日生, 2003年9月—2007年7月就读于大连理工大学工程力学系(本科), 2007年至今就读于大连理工大学机械工程学院(研究生)。