

基于蜗壳损失模型的离心压缩机性能预测研究

张波, 赛庆毅, 李斌

(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要:性能预测对离心压缩机的设计有着重要作用,可大大降低设计成本和缩短设计周期,对离心压缩机性能预测方法的研究意义重大;针对单级离心压缩机,基于一维设计参数,通过提出新的蜗壳损失模型,替代传统半经验损失模型;采用能量平均的方法对叶轮出口速度及滑移系数进行修正,获得理论功,建立离心压缩机整机性能预测方法;对一台单级高速离心压缩机进行整机性能预测,与实验结果进行对比,并通过数值模拟进行验证,提出的性能预测方法能够准确地预测单级离心压缩机的整机变工况性能。

关键词:离心压缩机;性能预测;能量平均;损失模型;蜗壳

中图分类号:TH442

文献标志码:A

文章编号:1672-058X(2022)01-0009-10

0 引言

离心压缩机在国民经济各部门中占有重要的地位,特别在冶金、石油化工、天然气输送、制冷以及动力等工业部门获得广泛应用^[1]。离心式压缩机设计的一个重要部分是在初步设计阶段能够准确地预测其性能。在初步设计阶段,性能预测可以模拟尚未制造的离心压缩机的性能,然后知道其性能参数是否满足设计指标的要求。性能预测还提供了多种选择的可能性,可以帮助设计人员优化机器性能,是设计高性能离心压缩机必不可少的工具。因此,在叶轮机械的初步设计阶段,性能预测可以缩短设计周期、降低设计成本、提高设计效率。

Galvas^[2]率先利用叶轮和扩压器损失模型,针对离心压缩机叶轮入口段到扩压器出口段,进行了不同工况下的性能预测,结果表明效率和压比性能曲线的变化趋势与实验结果较吻合。损失模型在性

能预测中非常重要,它决定了结果的准确性^[3],许多学者对离心压缩机的损失模型进行了大量研究,Jansen^[4]、Aungier^[5]、Coppage^[6]、Daily^[7]等对叶轮损失模型进行了研究,并提出损失模型;Aungier^[5]、Stanitz^[8]、李燕生^[9]等提出扩压器损失模型。

对于同一个损失有多个损失模型,其适用范围也不尽相同。许多学者对损失模型的应用做了研究。Oh^[10]针对4款不同的离心压缩机叶轮,对损失模型的选取进行了大量排列组合,通过与实验数据对比,提出了一种损失模型组合,用于预测离心压缩机的性能,同时还提出了一种改进的再循环损失模型。Elkin^[11]通过4种损失的计算模型:3个间隙损失模型、4个轮阻摩擦损失、2个再循环损失模型和2个漏气损失模型,为预测设计条件下的单级离心压缩机等熵效率提出了合适的损失模型组合,但是在非设计条件下,不能很好地发挥作用。Zhang等^[12]提出了一种通过根据叶轮进口叶顶相对马赫数和比转速,选择损失组合的方法。但是,以上研究

收稿日期:2020-10-12;修回日期:2020-12-02.

作者简介:张波(1996—),男,云南昆明人,硕士研究生,从事动力机械研究.

通讯作者:赛庆毅(1975—),男,山东威海人,副教授,博士,从事叶轮机械研究. Email:1740306051@qq.com.

均不包含蜗壳损失。

吴宝海等^[13]基于损失模型,对离心压缩机进行了整机性能预测,通过与实验结果对比分析,以运行工况流量系数和设计工况流量系数比值作为修正因子,对叶轮尾流损失、叶轮分离损失和叶片扩压器进口冲击损失模型进行了首次修正,然后再对体积流量进行二次修正,修正后的预测结果能够比较准确地反映离心压缩机的性能。该修正方法的普及性有待验证,且文中的蜗壳损失模型系数需要从图上选取。闫雪等^[14]针对带可调导叶的离心压缩机,同样以运行工况流量系数和设计工况流量系数比值作为修正因子,对叶轮摩擦损失模型、叶片载荷损失模型、尾迹混合损失模型和叶片扩压器损失模型进行修正,从叶轮入口到扩压器出口段进行了性能预测,修正损失模型后的预测结果更准确。相同地,滕庚等^[15]针对超临界 CO₂ 离心压缩机,采用同样的修正因子,对叶片表面摩擦损失模型、叶顶间隙损失模型、尾迹混合损失模型、进口冲击损失模型、叶片载荷损失模型、回流损失模型、漏气损失模型和扩压器损失模型进行修正。发现修正后的损失模型能够有效提高预测精度,更好地预测压缩机的运行性能。通过对比发现,对于不同的离心压缩机,需要进行修正的损失模型不同,说明采用流量系数比值作为修正因子,修正损失模型的性能预测方法存在一定的局限性。

然而,以上讨论的性能预测方法并不包括蜗壳损失,并且对叶轮理论功也较少关注。蜗壳可能是离心压缩机级中容易被忽视的组件,但是为了收集扩压器或叶轮后面的气流并将其引导到压缩机后面的管道或冷却器,蜗壳是一个不可缺少的元件。蜗壳损失通常是根据传统的半经验损失模型来计算的,其缺点是计算结果有一个范围,使结果不准确,所以迫切需要一个能够比较准确计算蜗壳损失的模型。当谈及叶轮理论功时,滑移系数有着至关重要的作用,因此,有必要对滑移系数进行进一步讨论。

基于新的蜗壳损失模型和叶轮出口能量平均法,提出了一种新的单级离心压缩机性能预测方法,研究对象如图 1 所示。主要进行了以下工作:蜗壳损失模型的推导;采用能量平均法修正叶轮出口速度;实验和数值模拟验证、分析。

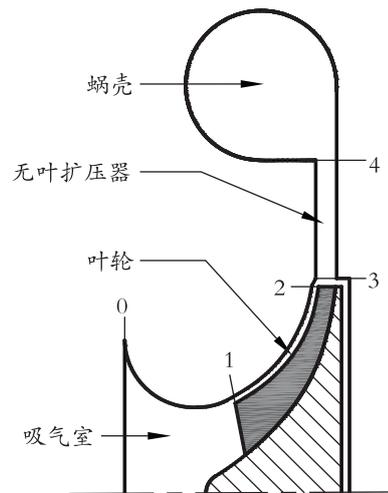


图 1 离心压缩机示意图

Fig. 1 Schematic diagram of centrifugal compressor

1 性能预测方法

性能预测是在无详细的叶片造型、流道尺寸的情况下,仅需要简单的一元设计参数,从理论功中扣除各通流元件的流动损失并忽略各元件间的相互影响,借助损失模型对机器进行性能数值模拟^[16]。

将离心式压缩机按组成元件分为 4 个部分,以预测整个机器的性能,如图 1 和图 2 所示,包括吸气室、叶轮、无叶扩压器和蜗壳。相应地,离心压缩机的总损失可分为吸气室损失、叶轮损失、无叶片扩压器损失和蜗壳损失。如图 1 所示,定义了 6 个特征截面,截面 0 位于吸气室的入口;吸气室的出口即为叶轮入口,截面 1 位于吸气室出口或叶轮入口;截面 2 位于叶轮的出口,截面 3 位于无叶扩压器的入口;无叶片扩压器出口和蜗壳入口的条件相同,因此,截面 4 位于无叶扩压器出口或蜗壳的入口;截面 5 位于蜗壳的出口。

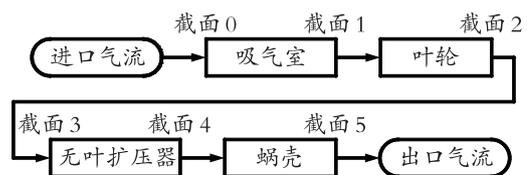


图 2 特征截面划分示意图

Fig. 2 Schematic diagram of feature section division

1.1 蜗壳损失模型的推导

为了收集扩压器后面或叶轮后面气体,并将其

引导压缩机后面的输气管道或冷却器中,蜗壳是一个必要的元件。对蜗壳损失的计算,通常按式(1)计算^[1],如此计算得到的结果存在一个范围,偏差较大。将蜗壳损失进行划分,推导出各部分损失的计算公式:

$$\Delta i_{\text{vol}} = \zeta_{\text{vol}} \frac{C_4^2}{2} \quad (1)$$

其中, C_4 为无叶扩压器出口速度 (m/s); ζ_{vol} 为蜗壳损失系数,取 0.18 ~ 0.22。

对蜗壳内的流动做出假设:蜗壳内气流作一元不可压缩流动,忽略横截面上的二次流。将蜗壳损失划分为 3 个部分:径向冲击损失、周向冲击损失和壁面摩擦损失。

图 3 为蜗壳示意图,将蜗壳流道沿周向展开成如图 4 所示的扩压管道,沿扩压器出口有流体不断加入。

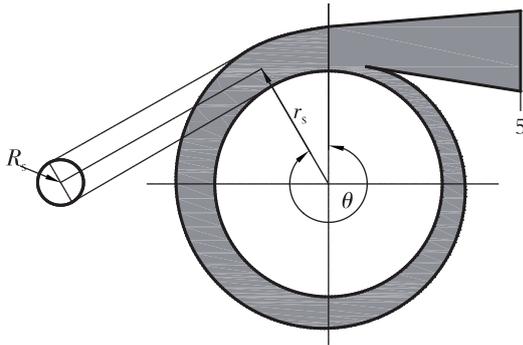


图 3 蜗壳示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the volute

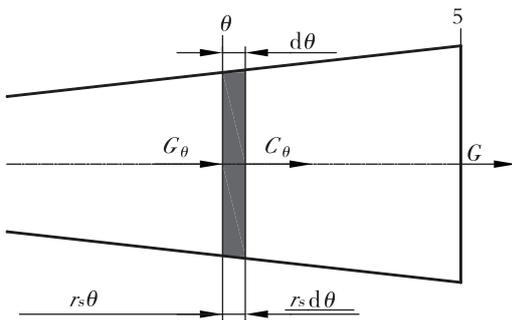


图 4 蜗壳周向展开示意图

Fig. 4 Schematic diagram of the circumferential expansion of the volute

1.1.1 径向冲击损失

因为在蜗壳流道内主要是周向运动,所以认为蜗壳入口绝对速度径向分量几乎全部损失,则径向冲击损失计算公式为

$$\Delta h_r = \frac{C_{r4}^2}{2} \quad (2)$$

其中, C_{r4} 为蜗壳进口气流速度径向分量 (m/s)。

1.1.2 周向冲击损失

如果圆周方向无外力,则微元部分的周向速度应为

$$C_{u\theta} = C_{u4} \frac{r_4}{r_s} \quad (3)$$

其中, C_{u4} 为蜗壳进口气流速度周向分量 (m/s); r_4 为无叶扩压器出口半径 (m); r_s 为微元处至轴线半径 (m)。但实际上其速度为

$$C_\theta = \frac{G_\theta}{\rho_4 \pi R_s^2} \quad (4)$$

其中, G_θ 为截面上 θ 的质量流量 (kg/s); θ 为微元处角度 ($^\circ$); ρ_4 为无叶扩压器出口气流密度 (kg/m³); R_s 为微元处蜗壳截面半径 (m)。

由于 $C_{u\theta} \neq C_\theta$, 因此形成了损失,对微元部分来说,由于其质量流量占总质量流量的 $\theta/2\pi$, 故微元部分的损失为

$$d(\Delta h_u) = \frac{(C_{u\theta} - C_\theta)^2}{2} \frac{d\theta}{2\pi} \quad (5)$$

所以,整个蜗壳里的周向冲击损失:

$$\Delta h_u = \int_0^{2\pi} \frac{(C_{u\theta} - C_\theta)^2}{2} \frac{d\theta}{2\pi} \quad (6)$$

1.1.3 壁面摩擦损失

将蜗壳沿周向展开,参照圆管沿程摩擦阻力计算方法计算蜗壳壁面摩擦损失。

流过截面 θ 的流量占总流量的 $\theta/2\pi$, 流过的路程为 $r_s d\theta$, 速度为 C_θ , 故每千克的损失为 $\lambda \frac{r_s d\theta C_\theta^2}{2R_s} \frac{\theta}{2\pi}$, 则整个路程上的损失:

$$\Delta h_f = \int_0^{2\pi} \lambda \frac{C_\theta^2}{2} \frac{r_s}{2R_s} \frac{\theta}{2\pi} d\theta \quad (7)$$

其中,沿程摩擦阻力系数:

$$\begin{cases} \lambda = \frac{64}{Re}, Re < 2000 \\ \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1.74 - 21g \left(\frac{2\delta}{R_s} + \frac{18.7}{Re\sqrt{\lambda}} \right), 2000 \leq Re \leq 4000 \\ \lambda = \left(1.74 - 21g \left(\frac{2\delta}{R_s} \right) \right)^{-2}, Re > 4000 \end{cases} \quad (8)$$

其中, δ 为表面粗糙度 (mm)。

综上,蜗壳中的总损失为

$$\Delta h_{\text{vol}}' = \Delta h_r + \Delta h_u + \Delta h_f \quad (9)$$

1.2 理论功的计算

对于理论功的计算,叶轮出口速度分布修正系数及滑移系数有着重要作用。由于在叶轮出口处,气流速度的分布沿轴向和周向都是不均匀的,如采用通常的流量平均速度的径向分量来计算理论功,则所得之值将偏高很多,考虑到这种出口速度径向分量的不均匀性,应采用能量平均速度计算理论功,得到准确的数值,计算公式如下:

$$C_{r2}'' = \varepsilon_2 C_{r2} \quad (10)$$

其中, C_{r2} 为叶轮出口绝对速度的径向分量,单位 m/s; ε_2 为速度分布不均匀修正系数。

如假设叶轮出口气流绝对速度的径向分量沿轴向及周向均作正弦变化, Wislicenus^[17] 得到 $\varepsilon_2 = (\pi^2/8)^2$ 。三元叶轮出口速度分布比较均匀呈平坦形状,因此其 ε_2 小于 $(\pi^2/8)^2$, 约为 1.1 ~ 1.2。至于常规叶轮,出口速度分布不均匀性大,此值也就较大。根据相关离心压缩机实验结果得到 ε_2 计算公式:

$$\varepsilon_2 = 1.2333 - 0.1\varphi_{r2} - 10b_2 \quad (11)$$

其中, b_2 为叶轮出口宽度(m); φ_{r2} 为叶轮出口流量系数。

式(11)表明 ε_2 与流量系数 φ_{r2} 及叶轮出口宽度 b_2 有关,叶轮出口越宽,流量越大,则速度分布越均匀,而 ε_2 也就越接近 1。

由于叶片数量有限,叶轮出口相对气流角不同于叶片安装角,对于离心压缩机,可以使用滑移系数评估该偏差。Wiesner^[18]、Qiu^[19] 等提出了滑移系数计算方法。由于一维初步设计中的叶片旋转参数未知,Qiu 的模型不适用于预测初步设计中离心压缩机的性能。选用 Wiesner 经验公式:

$$\left(\frac{r_1}{r_2}\right)_{\text{lim}} = \frac{1}{\ln^{-1} \frac{8.16 \sin \beta_{2A}}{Z_2}} \quad (12)$$

当 $\left(\frac{r_1}{r_2}\right) \leq \left(\frac{r_1}{r_2}\right)_{\text{lim}}$ 时:

$$\mu = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_{2A}}}{Z_2^{0.7} (1 - \varphi_{r2}'' \cot \beta_{2A})} \quad (13)$$

否则,

$$\mu = \left[1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_{2A}}}{Z_2^{0.7} (1 - \varphi_{r2}'' \cot \beta_{2A})} \right] \times$$

$$\left[1 - \left(\frac{\frac{r_1}{r_2} - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)_{\text{lim}}}{\frac{r_1}{r_2} - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)_{\text{lim}}} \right)^3 \right] \quad (14)$$

其中,能量平均流量系数为

$$\varphi_{r2}'' = \varepsilon_2 \varphi_{r2} \quad (15)$$

其中, r_1 、 r_2 分别为叶轮进、出口半径(m); β_{2A} 为叶轮出口安装角($^\circ$); Z_2 为叶轮出口叶片数。

叶轮理论功为

$$\Delta h_{th} = U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1} \quad (16)$$

其中, C_{u1} 、 C_{u2} 分别为叶轮进、出口绝对速度周向分量,单位 m/s; U_1 、 U_2 分别为叶轮进、出口圆周速度(m/s)。

$$C_{u2} = \mu (U_2 - C_{r2}'' \cot \beta_{2A}) \quad (17)$$

其中, U_1 、 U_2 为叶轮进、出口圆周速度(m/s); C_{u1} 、 C_{u2} 为叶轮进、出口绝对速度周向分量(m/s)。

1.3 损失模型的选择

进气室损失模型参考文献[1],叶轮损失和无叶扩压器损失模型依据文献[12]进行选用。其中,叶轮损失可分为叶片摩擦损失、冲角损失、叶片载荷损失、叶顶间隙损失、尾迹混流损失、轮阻摩擦损失、漏气损失和再循环损失。损失模型列于表1中。

1.4 整机性能预测

压缩机系统的整机效率和压比计算如下:

$$\eta = \frac{\Delta h_{th} - \Delta h_{sc} - \Delta h_{in} - \Delta h_{vld} - \Delta h_{vol}}{\Delta h_{th} + \Delta h_{par}} \quad (18)$$

$$\tau = \frac{p_{05}}{p_{00}} \quad (19)$$

其中, η 、 τ 分别为离心压缩机效率和压比; p_{00} 、 p_{05} 分别为压缩机进、出口全压;叶轮内部损失为

$$\Delta h_{in} = \Delta h_{inc} + \Delta h_{sl} + \Delta h_{bl} + \Delta h_{cl} + \Delta h_{mix} \quad (20)$$

叶轮外部损失为

$$\Delta h_{par} = \Delta h_{df} + \Delta h_{re} + \Delta h_{lk} \quad (21)$$

2 实验对比

2.1 压缩机结构参数

研究对象为一台单级离心压缩机,其设计流量为 1.33 kg/s,转速为 12 000 rpm,压比为 1.36。叶轮三维模型如图 5 所示,压缩机基本结构参数列于表 2 和表 3。

表 1 选用损失模型汇总
Table 1 Summary of selected loss models

损失类型	损失模型	文 献
吸气室损失	$\Delta h_{sc} = \zeta_{sc} \frac{C_0^2}{2}$	[1]
叶片摩擦损失	$\Delta h_{sf} = 2c_{sf} \frac{L_b}{d_{hyd}} \bar{W}^2 \left[1 + 0.075 Re^{0.25} \left(\frac{d_{hyd}}{2r_c} \right)^{0.5} \right]$	[4]
冲角损失	$\Delta h_{inc} = 0.4 \left(W_1 - \frac{C_{1m}}{\cos \beta_{1b}} \right)^2$	[5]
叶片载荷损失	$\Delta h_{bl} = \frac{1}{12} \left(\frac{\pi d_2 C_{2u}}{Z_2 L_b} \right)^2$	[5]
叶顶间隙损失	$\Delta h_{cl} = 0.6 \frac{\delta_{cl}}{b_2} C_{u2} \sqrt{\frac{4\pi}{b_2 Z_2} \frac{r_{s1}^2 - r_{h1}^2}{(r_2 - r_{s1}) (1 + \rho_2 / \rho_1)}} C_{u2} C_{x1}$	[4]
尾迹混流损失	$\Delta h_{mix} = 0.5 (W_{sep} - W_{out})^2$	[5]
轮阻摩擦损失	$\Delta h_{df} = c_{df} \frac{(\rho_2 + \rho_3) r_3^2 U_3^3}{8G}$	[7]
漏气损失	$\Delta h_{lk} = 0.6 \frac{\delta}{b_2} C_2 \sqrt{\frac{r_{1s} - r_{2h}}{b_2 Z_1} \frac{r_2 - r_{1s}}{1 + \frac{\rho_2}{\rho_1}}} C_{2u} C_1$	[4]
再循环损失	$\Delta h_{re} = 0.02 \sqrt{\tan \alpha_2} D_f^2 U_f^2$	[6]
无叶扩压器损失	$\Delta h_{vld} = c_p T_{02} \left[\left(\frac{p_3}{p_{03}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - \left(\frac{p_4}{p_{03}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$	[8]

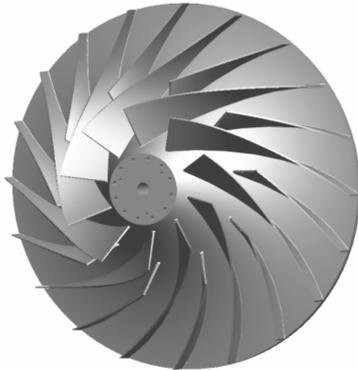


图 5 叶轮模型

Fig. 5 Impeller model

2.2 压缩机试验台

按 JB/T 3165-1999 测试标准对离心压缩机进行测试。压缩机试验台为开式出气装置试验台, 如图 6 所示, 由实验管路、流量测量管路及节流装置等组成, 进气口端面开向大气, 而出气口端面与实验管路相连接。测量设备包括流量测量仪器、压力测量仪器、温度测量仪器、转速测量仪器及功率测量仪器, 其测量精度分别为 $\pm 0.5\%$ 、 $\pm 0.5\%$ 、 $\pm 0.5\%$ 、 $\pm 0.2\%$ 和 $\pm 1\%$ 。

表 2 压缩机结构参数

Table 2 Compressor structure parameters

项 目	数 值
吸气室入口直径 D_s	265 mm
叶轮入口叶顶直径 D_{1s}	160 mm
叶轮入口叶根直径 D_{1h}	70 mm
叶轮入口叶顶安装角 β_{1s}	45 °
叶轮入口叶根安装角 β_{1h}	57 °
叶片入口斜角 β_b	82 °
叶轮出口直径 D_2	360 mm
叶轮出口宽度 b_2	14.5 mm
叶片出口安装角 β_{2A}	65 °
叶轮入口叶片数 Z_1	10
叶轮出口叶片数 Z_2	20
叶轮轴向长度 L_z	88 mm
无叶扩压器入口直径 D_3	362 mm
无叶扩压器出口直径 D_4	580 mm
无叶扩压器入口宽度 b_3	15 mm
无叶扩压器出口宽度 b_4	15 mm

表 3 蜗壳结构参数

Table 3 Volute structure parameters

圆周位置 $\theta/^\circ$	截面半径 R_s/mm	至轴线半径 r_s/mm
0	14	304
30	22	312
60	28	318
90	33	323
120	37	327
150	41	331
180	45	335
210	48	338
240	51	341
270	54	344
300	57	347
330	59	349
360	61	351

压缩机性能试验之前应将其调整到设计工况附近运行,经检查机械运转和全部仪表工作正常,且进出口气流温度、压力和管道壁面温度稳定后,再进行测量。测量时应从大流量到小流量测量,电动调节阀全开时为最大流量,测量到小流量范围时应对电

动调节阀进行微调。当有振动和噪声突然变大的现象发生,表明当前工况处于喘振边缘。由于喘振流量点的流动极不稳定,给压缩机运行带来一定的危险性,在真正发生喘振的流量点进行测量是不允许的,故规定将最小流量工况视为喘振工况。



图 6 离心压缩机实验台

Fig. 6 Test rig of centrifugal compressor

2.3 预测结果与实验结果对比

预测结果偏差如表 4 所示,预测结果和实验结果对比如图 7 和图 8 所示。其中, A 方法为修正理论功、采用新蜗壳损失模型; B 方法为未修正理论功、采用新蜗壳损失模型; C 方法为修正理论功、未采用新蜗壳损失模型; D 方法为未修正理论功、未采用新蜗壳损失模型。

表 4 预测结果偏差

Table 4 Deviation of prediction results

流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	实验 效率/%	A 方法 效率 偏差/%	B 方法 效率 偏差/%	C 方法 效率 偏差/%	D 方法 效率 偏差/%	实验 压比	A 方法 压比 偏差/%	B 方法 压比 偏差/%	C 方法 压比 偏差/%	D 方法 压比 偏差/%
0.93	73.63	1.89	1.66	0.29	0.08	1.40	4.09	4.13	3.59	3.56
1.07	75.74	0.20	0.41	1.48	2.08	1.39	1.62	1.35	0.85	0.73
1.20	76.84	0.56	1.32	2.58	3.27	1.38	0.35	0.03	0.68	0.82
1.33	77.18	0.72	1.74	3.25	4.23	1.37	0.30	0.84	1.57	1.88
1.47	76.46	0.63	2.02	4.14	5.17	1.35	0.24	0.84	1.81	2.39
1.60	74.88	0.16	1.74	5.20	6.38	1.33	0.26	0.39	1.73	2.44
1.73	72.18	0.49	1.44	6.94	8.40	1.31	1.16	0.54	1.43	2.10
1.87	66.44	0.84	3.20	12.40	14.17	1.26	1.39	0.84	2.08	2.67

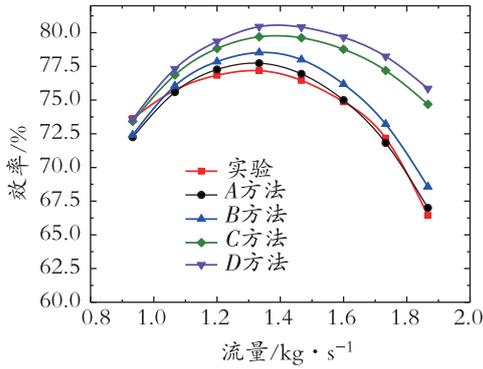


图 7 效率曲线对比

Fig. 7 Comparison of efficiency curve

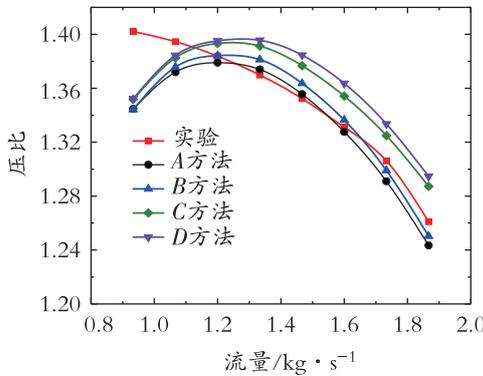


图 8 压比曲线对比

Fig. 8 Comparison of pressure ratio curve

由图 7 和图 8 可知,通过修正理论功或采用新的蜗壳损失模型均能减小预测偏差,其中采用新蜗壳损失模型效果更明显。同时修正理论功和采用新蜗壳损失模型预测效果最佳,效率预测偏差在设计点为 0.72%,最大偏差小于 2%;压比预测偏差在设计点为 0.3%,最大偏差小于 4%。

由图 7 和图 8 可知,远离设计工况时,预测偏差将增大,尤其是低流量区域,偏差将明显增大。损失模型是在某些离心压缩机实验数据的基础上总结、拟合得来,而在实际变工况中,流量的改变带来速度和冲角变化^[1],同时流场随之发生复杂变化,损失偏离了损失模型计算值;其次,计算损失时忽略了各种损失及各元件的相互影响,通过单独计算,叠加得到;而且有些损失模型在拟合时进行了假设,这些因素导致了偏差叠加和放大。

3 数值模拟分析

由于具有快速、准确、低成本的特点,数值模拟

方法被广泛应用于叶轮机械的研究。利用 ANSYS 软件对压缩机经行数值模拟,对性能预测结果进行验证。

计算区域分为吸气室、叶轮、无叶扩压器和蜗壳,计算域进出口适当延长。网格采用 ICEM-CFD 软件生成,叶轮段生成六面体网格^[20],其余段生成四面体网格,并进行局部细化,如图 9、图 10 所示。湍流模型选择 SST 模型,边界条件进口给定总压、总温,出口给定质量流量,所有固体壁面均设置为无滑移壁面^[21]。数值模拟的结果和实验结果对比如图 11 所示,效率的变化趋势与实验结果吻合,最大偏差在 4% 以内。



图 9 叶轮单流道网格

Fig. 9 Impeller single channel grid

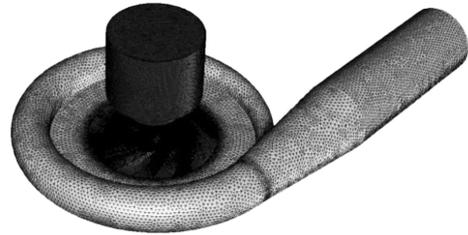


图 10 压缩机整体网格

Fig. 10 Compressor grid

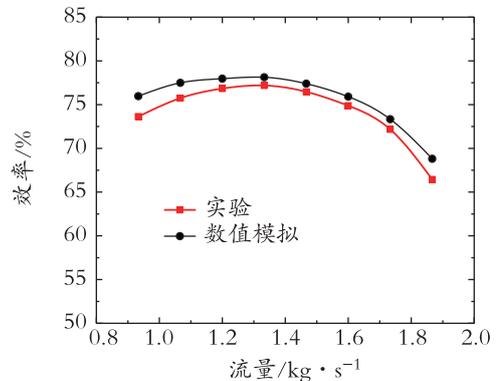


图 11 数值模拟结果与实验结果对比

Fig. 11 Comparison of the experiment result and the numerical result

3.1 蜗壳损失模型验证

将新蜗壳损失模型和传统损失模型预测结果与数值模拟结果对比,由图 12 所示。新蜗壳损失模型和传统损失模型的预测结果增减性均与数值模拟结果一致,即随着流量的增加,蜗壳损失随之增加。但是,传统蜗壳损失模型预测结果随着流量的增大逐渐偏离数值模拟结果,而新蜗壳损失模型预测结果的变化趋势始终与数值模拟结果相吻合,与离心压缩机在非设计工况下性能变化剧烈的情况相符。而且,新蜗壳损失模型预测结果偏差明显小于传统模型,能够更准确地预测蜗壳损失。

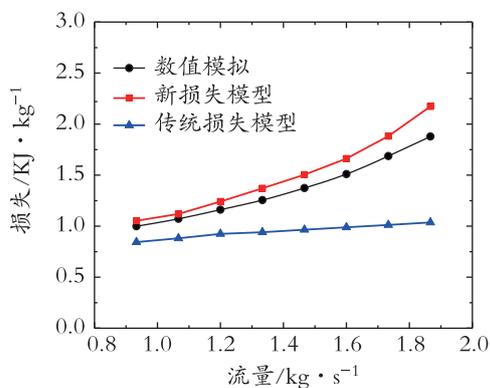


图 12 蜗壳损失模型对比

Fig. 12 Comparison of volute loss models

3.2 蜗壳损失分析

绘制蜗壳损失的各项组成损失随着质量流量的变化趋势如图 13 所示,可得径向冲击损失和壁面摩擦损失都随着流量的增大而增大。而周向冲击损失随着流量的增大先减小后增大,在设计工况附近周向冲击损失最小。随着流量的增大,压缩机中气流主流速度增大,导致蜗壳径向冲击损失增大;主流速度增大,边界层中速度梯度增大,导致壁面摩擦损失随之增大。而随着流量的改变,离心压缩机的运行工况偏离设计工况,蜗壳内理论周向速度与实际周向速度差值变大,导致周向冲击损失随之增大。

蜗壳损失组成径向冲击损失、周向冲击损失和壁面摩擦损失在变工况下的占比如图 14 所示。由图 14 可知,随着工况的改变,径向速度损失占蜗壳总损失的 15%~30%,周向冲击损失占 21%~52%,壁摩擦损失占 32%~48%。

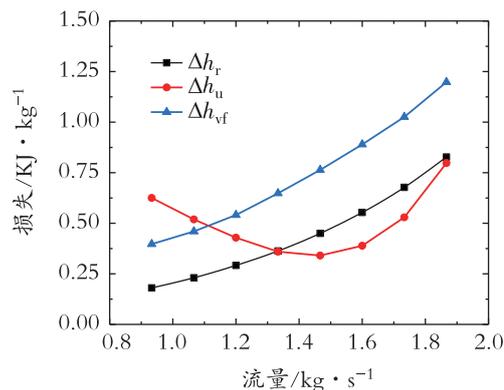


图 13 蜗壳组成损失变化趋势

Fig. 13 Variation trend of volute composition loss

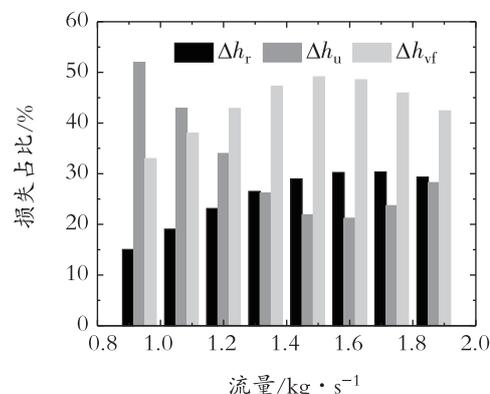


图 14 蜗壳损失组成占比

Fig. 14 Percentage of volute losses

变工况下,各组成元件损失在整个压缩机系统总损失中的占比如图 15 所示。由图 15 可知,随着工况的改变,进气室损失仅占压缩机总损失的 1%,叶轮内部损失占 25%~42%,叶轮外部损失占 5%~11%,无叶扩压器损失占 25%~50%,蜗壳损失占 10%~26%。

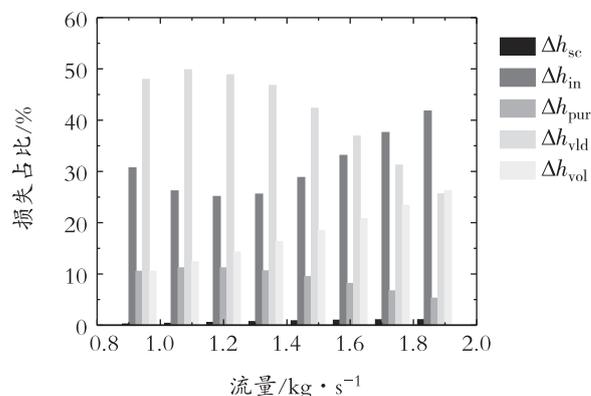


图 15 离心压缩机损失占比

Fig. 15 Percentage of centrifugal compressor losses

4 结束语

提出新的蜗壳损失计算模型, 将蜗壳损失分为径向冲击损失、周向冲击损失和摩擦损失三部分进行计算, 针对叶轮出口速度分布不均匀特性, 利用能量平均的方法对叶轮出口速度和滑移系数进行修正, 建立离心压缩机整机性能预测方法, 通过与实验和数值模拟结果对比得到如下结论: 预测方法能够准确预测单级离心压缩机整机性能, 设计工况预测偏差在 1% 以内, 变工况偏差在 4% 以内; 提出的蜗壳损失模型能够更准确地预测蜗壳损失。蜗壳损失在压缩机总损失中占有不可忽视的比重, 并且随着工况的变化而变化, 采用合适的蜗壳损失模型能够减小离心压缩机性能预测结果的偏差。

参考文献 (References):

- [1] 徐忠. 离心式压缩机原理 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.
XU Zhong. The principle of centrifugal compressor [M]. Beijing: China Machine Press, 1990.
- [2] MICHAEL R GALVAS. Fortran program for predicting off-design performance of centrifugal compressors [R]. 1973.
- [3] 李文华, 钟瑞兴. 叶轮损失模型对离心压缩机性能预测的影响 [J]. 流体机械, 2008(4): 25—29.
LI Wen-hua, ZHONG Rui-xing. The influence of impeller loss model on performance prediction of centrifugal compressor [J]. Fluid Machinery, 2008(4): 25—29.
- [4] JANSEN W. A method for calculating the flow in a centrifugal impeller when entropy gradients are present [C]//Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Royal Society Conference on Internal Aerodynamics (Turbomachinery), 1967.
- [5] AUNGIER R H. Mean streamline aerodynamic performance analysis of centrifugal compressors [J]. Journal of Turbomachinery, 1995, 117(3): 360—366.
- [6] COPPAGE J E, DALLENBACH. F. Study of supersonic radial compressors for refrigeration and pressurization systems [J]. Information Processing Letters, 1956, 1(4): 157—163.
- [7] DAILY J W, NECE R E. Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks [J]. Journal of Basic Engineering, 1960, 82(1): 217—230.
- [8] JOHN D S. One-dimensional compressible flow in vaneless diffusers of radial-and mixed-flow centrifugal compressors, including effects of friction, heat transfer and area change [J]. Technical Report Archive & Image Library, 1952.
- [9] 李燕生, 陆桂林. 向心透平与离心压气机 [M]. 北京: 机械工业出版社. 1987.
LI Yan-sheng, LU Gui-lin. Radial turbine and centrifugal compressor [M]. Beijing: China Machine Press, 1987.
- [10] OH H W, YOON E S, CHUNG M K. An optimum set of loss models for performance prediction of centrifugal compressors [J]. The Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power and Energy, 1997, 211(4): 331—338.
- [11] ELKIN I. GUTIÉRREZ VELÁSQUEZ. Determination of a suitable set of loss models for centrifugal compressor performance prediction [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2017, 30(5): 1644—1650.
- [12] ZHANG C W, DONG X Z, LIU X Y, et al. A method to select loss correlations for centrifugal compressor performance prediction [J]. Aerospace Science and Technology, 2019, 93(10): 1—15.
- [13] 吴宝海, 席光, 王尚锦, 等. 离心式压缩机性能预测模型研究 [J]. 风机技术, 1999(3): 5—8.
WU Bao-hai, XI Guang, WANG Shang-jin, et al. Study on performance prediction model of centrifugal compressor [J]. Chinese Journal of Turbomachinery, 1999(3): 5—8.
- [14] 闫雪, 左志涛, 梁奇, 等. 带可调导叶离心压缩机变工况性能预测模型研究 [J]. 中国电机工程学报, 2016, 36(12): 3381—3390.
YAN Xue, ZUO Zhi-tao, LIANG Qi, et al. Research of off-design performance prediction model of centrifugal with adjustable guide vane [J]. Proceedings of the Chinese Society for Electrical Engineering, 2016, 36(12): 3381—3390.
- [15] 滕庚, 沈昕, 欧阳华, 等. 超临界二氧化碳离心压缩机性能预测模型研究 [J]. 热力发电, 2020(10): 179—185.
TENG Geng, SHEN Xin, OU' YANG Hua, et al. Research on performance prediction model of supercritical carbon dioxide centrifugal compressor [J]. Thermal Power Generation, 2020(10): 179—185.
- [16] 于跃平, 陈启明, 胡四兵, 等. 离心鼓风机和离心压缩

- 机的性能预测[J]. 流体机械, 2009, 37(10): 24—29
YU Yue-ping, CHEN Qi-ming, HU Si-bin, et al. Performance prediction of centrifugal blower and centrifugal compressor [J]. Fluid Machinery, 2009, 37(10): 24—29.
- [17] WISLICENUS G F. Fluid mechanics of turbomachinery [M]. New York: Dover Publications, 1965.
- [18] WIESNER F J. A review of slip factors for centrifugal impellers[J]. Journal of Engineering for Power, 1967, 89(4).
- [19] QIU X W, MALLIKARACHCHI C, ANDERSON M. A new slip factor model for axial and radial impellers[C]// ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air. Montreal, Canada: Concepts ETI, Inc., 2007.
- [20] 许磊, 杜彦斌, 张磊. 基于拓扑分割的泵叶轮六面体网格划分方法[J]. 重庆工商大学学报(自然科学版), 2020, 37(4): 39—45
XU Lei, DU Yan-bin, ZHANG Lei. Hexahedron mesh generation method of pump impeller based on topological division [J]. Journal of Chongqing Technology and Business University (Natural Science Edition), 2020, 37(4): 39—45.
- [21] 李星峰, 尹湘云, 殷国富. 基于 CFD 和多目标算法的离心叶轮参数优化[J]. 流体机械, 2019, 47(3): 31—36.
LI Xing-feng, YIN Xiang-yun, YIN Guo-fu. Parameter optimization of centrifugal compressor impeller based on CFD and multi-objective algorithm[J]. Fluid Machinery, 2019, 47(3): 31—36.

Research on Performance Prediction of Centrifugal Compressor Based on Volute Loss Model

ZHANG Bo, SAI Qing-yi, LI Bin

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: Performance prediction plays an important role in the design of centrifugal compressors, which can greatly reduce the design cost and shorten the design cycle and is of great significance to study the performance prediction method of centrifugal compressor. In this paper, based on one-dimensional design parameters of centrifugal compressor, a new volute loss model is proposed to replace the traditional semi-empirical loss model, the outlet velocity and slip coefficient of impeller are modified by means of energy average method to obtain theoretical work, and a performance prediction method of centrifugal compressor is established. According to this method, the performance of one single-stage high speed centrifugal compressor with different working conditions was predicted and then compared with the experimental results and verified by numerical simulation. It is found that the performance prediction method proposed in this paper can accurately predict the off-design performance of single-stage centrifugal compressor.

Key words: centrifugal compressor; performance prediction; energy average method; loss model; volute

责任编辑: 罗珊珊

引用本文/Cite this paper:

张波, 赛庆毅, 李斌. 基于蜗壳损失模型的离心压缩机性能预测研究[J]. 重庆工商大学学报(自然科学版), 2022, 39(1): 9—18.

ZHANG Bo, SAI Qing-yi, LI Bin. Research on Performance Prediction of Centrifugal Compressor Based on Volute Loss Model [J]. Journal of Chongqing Technology and Business University (Natural Science Edition), 2022, 39(1): 9—18.