排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2017 年 8 月 Aug. 2017 | 第 35 卷 第 8 期 Vol. 35 No. 8
doi:10.3969/j.issn.1674-8530.16.0244

管道输油泵流体噪声模拟及泵噪声测试方法

卢永刚，王洋，王秀礼，朱荣生，邱伟峰，方杰
（江苏大学国家水泵及系统工程技术研究中心，江苏 镇江 212013）


卢永刚

摘要：为了分析输油泵的泵内部流体噪声及泵外部噪声的发生规律，对泵内流体声学的模拟方法以及泵噪声测试的试验方法进行研究. 基于 CFD/CA 工具对声学数值模拟进行流场与声场间的耦合计算，对流动诱导噪声的声场传播规律进行求解，分析了回流或空化现象发生时的流动噪声声压级变化和频域特征. 研究发现泵内未发生空化前，流动诱导噪声的频谱呈离散型，集中在低频区，并在高频时快速衰减，随着空化系数逐渐变小，叶轮与导叶之间的动静干涉作用成为泵内诱导噪声的主因. 而试验测试是基于四端网络法，针对不同工况下的流动诱导噪声进行试验研究，发现泵噪声主要和泵流量有关，而泵机组噪声主要和泵运行工况有关.

关键词：管道输油泵；离心泵；诱导噪声；噪声试验；空化
中图分类号：S277.9；TH311　**文献标志码**：A　**文章编号**：1674-8530(2017)08-0645-07

卢永刚，王洋，王秀礼，等. 管道输油泵流体噪声模拟及泵噪声测试方法[J]. 排灌机械工程学报，2017，35(8)：645-651.

LU Yonggang，WANG Yang，WANG Xiuli，et al. Experimental and simulation methods of flow noise on pipeline oil pumps[J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering(JDIME)，2017，35(8)：645-651.(in Chinese)

Experimental and simulation methods of flow noise on pipeline oil pumps

LU Yonggang，*WANG Yang*，*WANG Xiuli*，*ZHU Rongsheng*，*QIU Weifeng*，*FANG Jie*
(National Research Center of Pumps，Jiangsu University，Zhenjiang，Jiangsu 212013，China)

Abstract：To study the generating mechanism of the internal fluid noise and external noise of the pump，the experimental and simulation methods are put forward respectively. Based on the CFD/CA tool，the coupling between the flow field and the sound field is calculated. The propagation law of the sound field by the flow induced noise is solved. The changes of the sound pressure level and the frequency domain of the flow noise at the time of reflow or cavitation are analyzed. Before the cavitation，the flow-induced noise spectrum is discrete. Concentrated on the low frequency region，at high frequency fast decay，with the cavitation coefficient gradually decreases，the interaction between impeller and guide vanes become the main cause of noise induced by pumps. The noise experimental test is based on the four-terminal network method，the pump noise is mainly related to the pump flow，and the noise of the pump unit is mainly related to the pump running condition.

Key words：pipeline oil pump；centrifugal pump；induced noise；noise experiment；cavitation

目前发达国家的原油管道输送量占其总运输　　量的80%，成品油长距离运输也基本实现了管道

收稿日期：2016-10-14；**网络出版时间**：2017-06-30
网络出版地址：http://kns.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20170630.1432.026.html
基金项目：江苏省重点研发计划项目(BE2015129，BE2016160)；江苏省产学研前瞻性联合研究项目(BY2016072-02)；江苏省自然科学基金资助项目(BK20130516)；江苏省普通高校研究生科研创新计划项目(KYLX16_0894)
作者简介：卢永刚(1990—)，男，山东聊城人，博士研究生(lyg0625@163.com)，主要从事流体机械试验研究与 CFD 优化设计研究.
王洋(1955—)，男，河北定州人，研究员，博士生导师(pgwy@ujs.edu.cn)，主要从事流体机械测试及自动化控制研究.

化. 随着国民经济与石化工业的高速发展,中国对原油需求急剧攀升,石油及油气管道输送设施的发展空前迅速. 但中国管道输油设备多依赖于进口,因此管道输油泵成为当前国内热门研究课题. 在管道输油泵研发过程中,一般只关注其效率、流量和压力等参数和结构部件的强度等,但对其振动噪声研究并不多见,且容易忽略管道输油泵进出口直管中流体介质的动态特性.

由泵内部不稳定流动结构(比如湍流涡、脱落涡、湍流边界层等)诱导产生的噪声被称为流动诱导噪声. 王晶等[1]通过试验基于四端网络的流动噪声测量方法,对离心泵流动噪声与泵结构参数的关系进行试验研究. 向清江等[2]采用数值模拟的方法,基于双流体模型建立液气两相流方程组,利用压力耦合半隐式方法(SIMPLE)求解,对液气射流泵内部流场进行计算,获得液气射流泵内部流速分布,并采用试验验证数值模拟的准确性. 黄俊雄[3]利用 Fluent 软件对3种不同的叶轮进行设计工况下泵内部流场的非定常数值模拟,在计算过程中采用 FW-H 方程并忽略蜗壳声散射效果,结果发现只有将蜗壳的声散射效果考虑在内才能得到相对精确的计算结果,否则只能粗略得到流动诱导噪声的声学特性. 王宏光等[4]、谭永学等[5]基于 CFD + BEM 的方法来研究轴流泵水动力噪声,并将结构振动对于声场辐射的影响考虑在内,发现在考虑结构振动的情况下,其计算结果与实际情况更贴切,而且其向外辐射的噪声辐射特性更具偶极子特性. 司乔瑞等[6]、冯涛等[7]对离心泵蜗壳内部流动诱导噪声进行了计算,在此基础之上又对离心泵的声振耦合进行了分析与研究,最终得到了其进出口场点的频率响应函数. 郑源等[8]、潘中永等[9]基于 RANS 方程和 SST 湍流模型,对混流泵进行非定常数值计算,在此基础上取叶片表面非定常压力脉动作为声源,并基于间接边界元法对由叶片旋转偶极子源所引起的外场噪声进行 CFD 计算.

文中主要基于管道输油泵产品,对输油泵管路内的流动诱导噪声进行研究,并分别提出噪声研究的试验与模拟方法. 在流动诱导噪声模拟的研究中,主要分为直接数值模拟和混合法. 与直接数值模拟方法相比,混合算法具有相对经济、快速便捷的特点,并且更加灵活. 它把声学数值模拟分为2步:首先,采用 CFD 工具计算流场,流动诱导噪声源在这一步中产生[10];其次,由声场求解器来计算流动诱导噪声的声场传播[11-13]. 对于这种方法,基本的假设是单向耦合,即非定常流动诱导产生噪声,但是声音传播不严重影响流场. 混合算法主要应用于低马赫数流动中,并且不存在强耦合.

Lighthill 声类比理论适用于本研究中的声场模拟. 在应用类比理论时,声源可以分为3个部分:单极子、偶极子、四极子,即包含运动边界流体位移、CFD 计算中表面的压力脉动以及内部流动特征. 图1为管道输油泵过流部件实体.



(a) 输油泵叶轮 (b) 输油泵吸水室与泵体

图1 管道输油泵过流部件实体

Fig. 1 Solid parts of oil pump

1 数值模拟

1.1 计算模型

文中的管道输油泵基本参数流量 Q 为 2 810 m^3/h,扬程 H 为 244 m,转速 n 为 2 980 r/min,功率 P 为 2 500 kW,效率 η 为 87%,比转数 n_s 为 155.66. 模型泵结构采用双吸离心式,泵的主要过流部件包括吸水室、叶轮、导叶和蜗壳,其中叶轮叶片数为6,叶轮出口直径为 459 mm,泵吸入口直径为 245 mm,泵出口宽度为 71.5 mm,叶片包角 ϕ = 128°,导叶叶片数为11,导叶进口直径为467 mm,导叶进口宽度为 74 mm,导叶出口直径为 561 mm. 采用 PRO/E 软件对模型泵的主要过流部件进行三维造型,且分别在叶轮进口和蜗壳出口加了一段4倍叶轮进口直径长的延长段,计算区域包括进水段水体、叶轮水体、导叶水体、蜗壳水体、出水段水体. 将计算区域三维造型文件以. stp 的格式导入 ANSYS ICEM CFD,并分别对各个水体模型进行非结构网格划分,泵各主要过流部件的网格划分如图2所示.

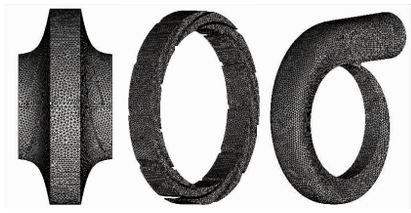


图2 模型泵部分流体域网格划分

Fig. 2 Fluid domain grid of model pump

1.2　数值计算方法与边界条件

管道输油泵内流场的数值模拟过程中采用壁面函数法和雷诺平均 N－S 方程来耦合 $k-\varepsilon$ 双方程湍流模型进行计算，计算时泵进口边界条件为速度进口，出口边界条件设置为自由出流，并按外特性试验值设置出流的参考压力，固壁表面取为无滑移边界. 湍流度项采用高精度的二阶格式，时间域采用二阶全隐格式.

以单相定常计算的结果作为空化定常计算的初始值，应用均质多相模型和 Zwart-Gerber-Belamri 空化模型来考虑空泡的生长和溃灭，进而模拟空化流动. 介质的饱和蒸汽压力设置为3 170 Pa，空泡的平均直径为 2.0×10^{-6} m. 进口边界的气体体积分数设置为 0，液体水体积分数设置为 1. 非定常计算时间步长设置为 $5.592\ 8\times10^{-5}$ s，即每个时间步长内叶轮旋转 1°，总计算时间为 0.402 7 s，对应叶轮旋转 20 圈. 此外，选取并输出最后稳定的 8 圈计算结果，并保留声场计算所必需的速度、密度和压力 3 个变量作为声场时域信号.

声音的传播来源于压力脉动的传递，在泵进出口设置监测点，以观察压力脉动的传递，首先，在 ANSYS CFX 14.5 软件中做流场计算后，得到 20 个周期的叶轮叶片表面的非定常压力脉动数据，并将最后 5 个周期的数据作为声源保存到为. cgns 格式文件，然后应用 WORKBENCH 中的模态分析模块计算得到泵壳的结构模态和固有频率，保存为. op2 格式文件，最后，将声学数据和结构模态导入 LMS Virtual Lab 软件. 叶片表面的非定常脉动力经过快速傅里叶变换之后作为声学求解边界条件，应用声振耦合方法将其与结构振动模态耦合计算，得到边界元上的响应解. 计算流程如图 3 所示. 图 4 为输油泵流体计算域.

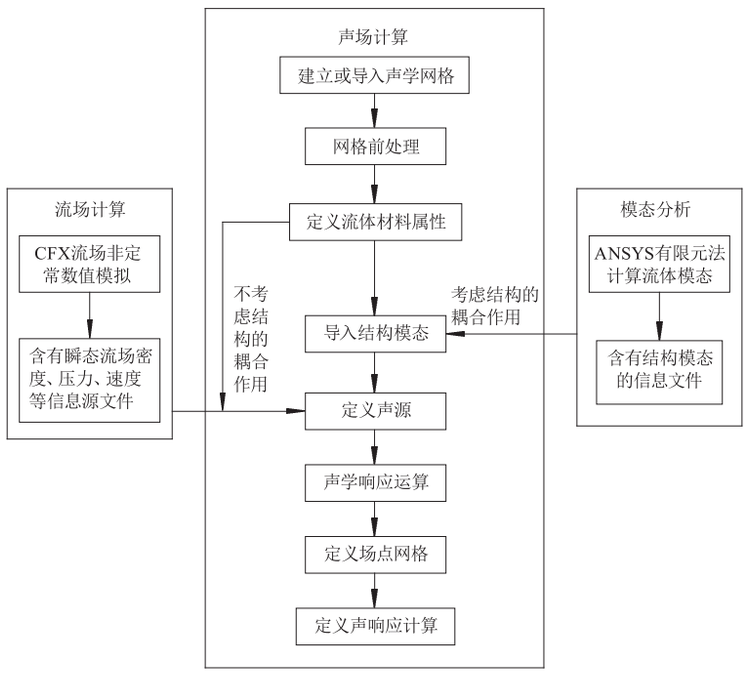


图 3　基于 CFD/CA 的输油泵流动噪声模拟流程图

Fig. 3　Simulation of flow noise of oil pump based on CFD/CA

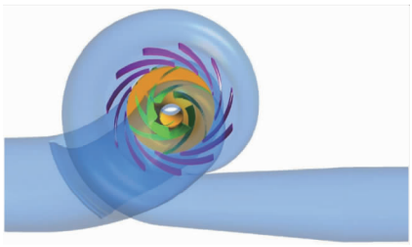


图 4　输油泵流体计算域

Fig. 4　Fluid calculation field of oil pump

2　数值计算结果及分析

2.1　外特性预测与分析

管道输油泵的外特性 CFD 预测与试验对比曲线如图 5 所示. 外特性试验所得的性能曲线与数值计算结果的变化趋势相同，在设计点泵的扬程与效率误差在 3% 以内，故相差不大，可以看出模型泵的扬程曲线平缓下降，证明数值模型和计算方法是可

信的,其中设计点试验扬程为247 m,高于设计要求1.2%,且泵高效区较为宽阔,在流量区间1 800 $m^3/h < Q < 3\ 550\ m^3/h$,泵的效率高于80%,其中在2 350 $m^3/h < Q < 3\ 000\ m^3/h$,效率高于86%,泵的轴功率随着流量的增加而线性增大,当流量为$1.3Q_d$时轴功率接近2 500 kW,模型泵部分性能高于设计要求.

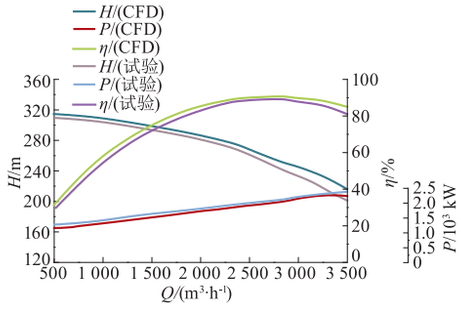


图5 输油泵外特性对比曲线

Fig. 5 Comparison of external characteristics of oil pump

2.2 泵声压级计算与分析

文中模拟过程中泵的基本参数:转速为2 980 r/min,叶片数为6,导叶数为11,而泵的轴频为49.67 Hz,叶频为298 Hz,叶轮与导叶动静干涉频率为3 278 Hz.

图6为不同流量工况下管道输油泵的声压级频域图.从图中可以看出,在低频时,出口场点声压级明显大于进口场点,即相对于泵进口,采用偶极子源做声学计算对泵出口的影响更大.另外还可以看出,相对于进口场,出口场在非激发频率点小波波动的密度更高且波幅更小,而在高频段(>2 000 Hz),进出口场点声压级接近相同,尤其发生在流量为1.0 Q_d和1.2 Q_d的高效率工况;以蜗壳及叶片表面脉动的压力为偶极子源做声场计算时,进、出口场点声压级频域响应计算结果为宽频,噪声信号主要分布在0~2 350 Hz,能量峰值集中在49.7,298.0,594.0,894.0,1 192.0 Hz……,可以看出叶频及其倍频对应的声压级明显更大,且明显离散;另外,图中还可以看出,叶轮与导叶之间的动静干涉作用频率处(3 278 Hz)能量峰值并不高,泵的最大声压级均随流量的增加先减小后增大,并在$1.2Q_d$(最高效率点)下达到最小.通过以上分析可知,不同流量工况下,泵出口场点声压级曲线具有明显离散型的宽频谱,叶频及其倍频是其主频,轴频及其倍频也是离散点,叶频下声压级最大,偏离设计工况时,响应曲线在低频具有更多的分量.

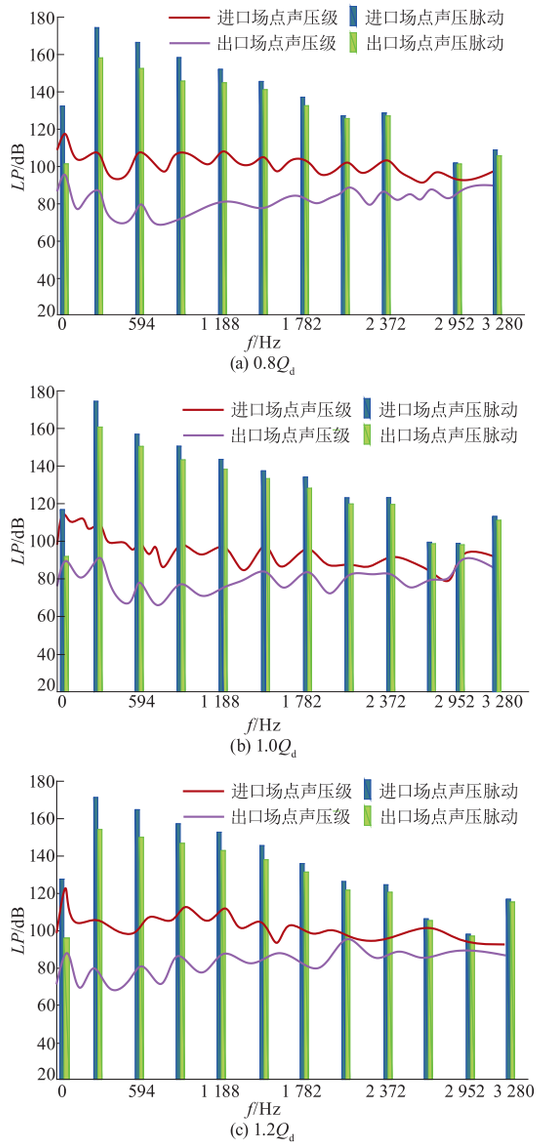


图6 不同流量下进出口声压级频率响应

Fig. 6 Inlet and outlet sound pressure level frequency response at different flows

3 输油泵内部流体噪声的试验

3.1 流动诱导噪声试验方法

采用输油泵流动诱导噪声测试专用试验台,基于四端网络法,针对不同工况下的流动诱导噪声进行试验研究,分析回流或空化现象发生时的流动噪声总声压级变化和频域特征.

对于输油泵此类存在1个进口端和1个出口端的流体机械,可采用双(多)水听器传递函数法将管道中的入射声波与反射声波分解开来.但由于管路系统中声阻抗和流体区域中的声传播阻抗在进、出

口声场之间存在耦合效应，故此时得到的是声源与外接管道系统耦合作用的结果. 常用的描述声源特性和出入口管道声场参数之间耦合作用的线性定常模型有单端口模型和双端口模型，其中双端口模型也称四端网络模型. 采用四端网络模型时，声学双端口源可用进、出口端的状态参数以及它们之间的线性关系来描述，即通过矩阵传递来联系进、出口的状态向量. 由于输油泵内的流道显著小于声波波长，此时便可以将泵看成是 1 个点声源或是 1 个面声源，使用传递矩阵便能够准确地描述声源特性.

采用四端网络法试验的布置如图 7 所示，在 1，2，3，4 处分别布置测点测声压，p_s 为输油泵声源，p_i^+，p_i^- 和 p_o^+，p_o^- 分别为入水管和出水管管道中方向相反的 2 列行波. 它们之间的关系为

$$\begin{bmatrix} p_o^+ \\ p_o^- \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} \\ S_{21} & S_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_i^+ \\ p_i^- \end{bmatrix}, \tag{1}$$

式(1)可改写成

$$\begin{cases} U = S_{11} + S_{12}R, \\ V = S_{21} + S_{22}R, \end{cases} \tag{2}$$

式中：p_i^+ 和 p_i^-，p_o^+ 和 p_o^- 分别为管道内入射波和反射波的声压值；U，R 和 V 为线性不相关的参数；S_{11}，S_{12}和 S_{21}，S_{22}为矩阵传递函数.

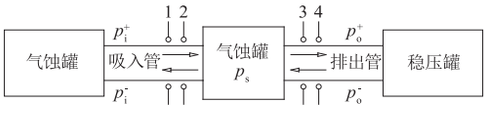


图 7　四端网络法示意图

Fig. 7　Schematic diagram of four-terminal network

只要得到 2 组线性不相关的参数 U，R 和 V，R，就可分别求出 S_{11}，S_{12}和 S_{21}，S_{22}，为了测量结果的准确性，可以根据多组测量结果与其参数进行识别，假设通过试验获得 n 组 U，R 参数和 V，R 参数，可将方程转换为上述所示方程，并根据最小二乘法分别求出传递矩阵中的各个参数.

实际测量时，得到的是 4 个水听器测点处的声压值. 由于管道内入射波和反射波的值 p_i^+ 和 p_i^-，p_o^+ 和 p_o^- 无法直接测量得到，所以采用式(3)表示 U，V 和 R 与可测声压参数 p_1，p_2，p_3 和 p_4 之间的关系，即

$$\begin{aligned} p_i^+ &= \frac{e^{jks}p_1 - p_2}{e^{jks} - e^{-jks}}, \\ p_i^- &= \frac{-e^{jks}p_1 + p_2}{e^{jks} - e^{-jks}}, \end{aligned} \tag{3}$$

对于出口管路有

$$\begin{cases} p_o^+ = \dfrac{e^{jks}p_3 - p_4}{e^{jks} - e^{-jks}}, \\ p_o^- = \dfrac{-e^{jks}p_3 + p_4}{e^{jks} - e^{-jks}}, \end{cases} \tag{4}$$

式中：p_1，p_2，p_3 和 p_4 为图 7 中监测点 1，2，3，4 这 4 个点对应的可测声压值.

试验时，先计算各所测位置声压之间的传递函数，再根据传递函数计算出多组 U，V 和 R，通过对信号进行多次采集后根据式 $f=f(U,R)$，$f=f(V,R)$ 这 2 个公式分别计算出模型泵的声源矩阵，从而完成系统四端网络参数的识别过程.

采用水听器获得管道泵固定位置的声学信号，水听器的安装有插入式、管道—容腔结构式、齐平式和小室法. 插入式破坏了管路系统的流场特性，使测量结果产生畸变，一般不用. 采用连接管道和容腔构成的压力传输系统来测量声学信号时，由于容腔的存在也会增加测量的动态误差. 而通过设置储水箱来测量管内流动噪声的小室法，可以得到较高的信噪比，但此法操作困难，且对进出水管路材料的要求较高，一般难以进行工程应用. 如果安装合理，可以控制“伪声”信号，并且避免前述 3 种安装方法的误差. 遵照标准 GB/T3216—2005 对离心泵进行水力性能和空化性能测试，并在试验过程中待每个工况稳定后采集泵运行的动态信号，振动和噪声信号的采样频率为 20 kHz，压力的采样频率为 10 kHz，采样时间为 20 s.

空化试验时，保持流量不变，通过调节进口水封阀来增加进口阻力，逐渐降低泵入口压力，改变 *NPSH* 值直至扬程降低量达 3%，此时的 *NPSH* 即为临界空化余量. 图 8 为泵的空化特性曲线试验数据，由图可以看出泵扬程降低 3% 时，泵空化余量为 18.48 m.

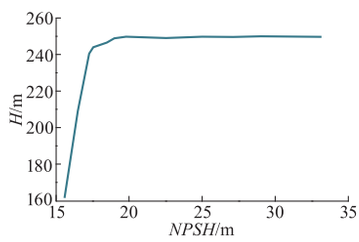


图 8　输油泵的空化特性试验曲线

Fig. 8　Experimental curve of cavitation characteristics

表 1 为设计流量下模型泵未发生空化以及扬程下降 2%，4% 和 6% 时的空化工况下噪声信号的全频段对比脉动分布. 试验过程中，管路系统有轻微

振动,空化时振动有所加剧,并伴随着刺耳的高频辐射噪声. 由表1可以看出,未发生空化前,流动诱导噪声的频谱呈离散型,噪声信号主要分布在0~2 000 Hz频率段内,即在低频区叶片通过频率和轴频及其倍频是引起模型泵离散噪声的主要原因;随着空化系数逐渐变小,噪声信号逐渐向高频区发展,脉动频率集中在叶轮与导叶的动静干涉频率及其倍频处,空化的发展使得低频区的宽频脉动均呈现增大的趋势,但低频区域对应的脉动能量值逐渐减小,这可能是因为随着空化的不断发展,气泡越来越多,并造成流道部分堵塞,流道内的流体变成两相流造成脉动的量级增大;另外表中还可以看出,空化发生后,声压信号在整个频谱均有能量存在,尤其是高频峰值更加突出,声压的能量集中在5~10 kHz,能量的来源一方面是气泡破裂产生的高频脉动,另一方面脉动的压力击打叶片形成结构振动声辐射,说明空化的发展对噪声信号的离散有显著的影响.

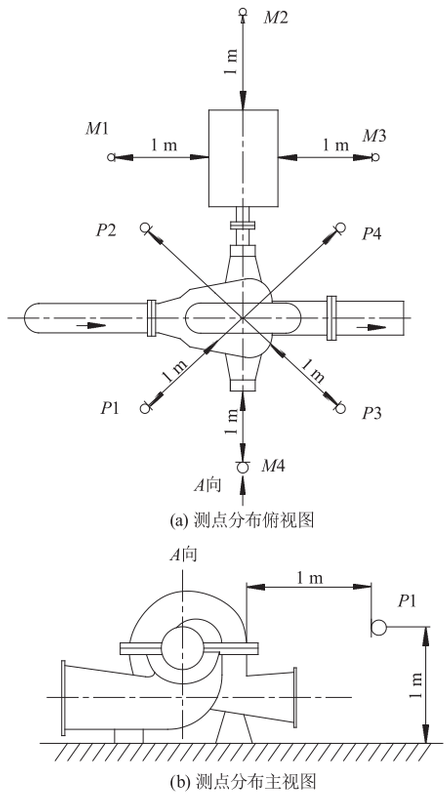
表1 空化工况下泵内全频段最大噪声声压统计
Tab. 1 Frequency domain characteristics of mobile noise in cavitation

H/H_0	LP/dB				
	[0,2)kHz	[2,4)kHz	[4,6)kHz	[6,8)kHz	[8,10]kHz
1.00	~110	–	–	–	–
0.98	~92	~88	–	–	–
0.96	~90	~73	~68	~60	–
0.94	~80	~40	~120	~80	~60

注:表中"H/H_0"表示泵的空化程度,"–"表示该频段内噪声接近为0

3.2 输油泵外部噪声试验方法

泵机组噪声测试依照《GB 10890—89 泵的噪声测量与评价方法》和《JB/T 8098—1999 泵的噪声测量和评价方法》等标准进行分析评价:测点离泵体表面水平距离为1 m,测点高与输油主泵中心高(泵的轴线距离地面的高度)相同,测点位置见图9所示. 利用噪声传感器,分别检测出 $P1$,$P2$,$P3$,$P4$,$M1$,$M2$,$M3$,$M4$ 位置处声级读数值 LP 并进行修正,如图10所示. 从图10可以看出,输油泵泵噪声随着流量的增大逐渐减小,而泵机组噪声随着流量的增大先增大后减小,另外还可以看出,当流量小于设计流量时,输油泵泵噪声大于泵机组噪声,当流量大于设计流量时,泵机组噪声大于泵噪声. 从以上分析可知,泵噪声主要和泵流量有关,而泵机组噪声主要和泵运行工况有关,其中在设计流量点泵机组噪声最小,这主要是因为当泵运行在非设计工况时,泵内流动状态不稳定,可造成泵机组的不平稳运行.



(a) 测点分布俯视图

(b) 测点分布主视图

图9 泵与机组噪声测点分布图
Fig. 9 Measuring point distribution of pump and unit noise

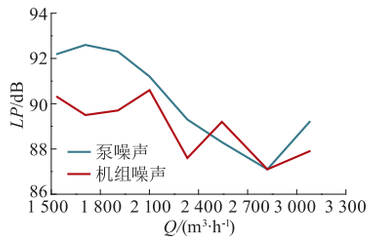


图10 泵与机组噪声测试结果
Fig. 10 Pump and unit noise test results

4 结 论

1)在低频时,出口场点声压级明显大于进口场点,即相对于泵进口,采用偶极子源做声学计算对泵出口的影响更大,泵进、出口场点声压级频域响应计算结果为宽频,但在叶频及其倍频处均有峰值出现,且明显离散.

2)输油泵内未发生空化前,流动诱导噪声的频谱呈离散型,集中在低频区,并在高频时快速衰减;随着空化系数逐渐变小,空化的发展使得低频区的脉动能量逐渐减小,且空化发生后,声压信号在整个频谱均有能量存在.

3）当流量小于设计流量时,输油泵泵噪声大于泵机组噪声,当流量大于设计流量时,泵机组噪声大于泵噪声,泵噪声主要和泵流量有关,而泵机组噪声主要和泵运行工况有关,其中在设计点泵机组噪声最小.

参考文献(References)

[1] 王晶,冯涛,刘克,等. 离心泵流动噪声与其水力学参数关系的实验研究[J]. 流体机械,2007,35(5):8-11.
WANG Jing, FENG Tao, LIU Ke, et al. Experimental research on the relationship between the flow-induced noise and the hydraulic parameters in centrifugal pump [J]. Journal of fluid machinery,2007,35(5):8-11. (in Chinese)

[2] 向清江,袁寿其,何培杰,等. 液气射流泵内部流场的数值计算[J]. 江苏大学学报(自然科学版),2008,29(3):231-235.
XIANG Qingjiang,YUAN Shouqi,HE Peijie,et al. Numerical simulation of liquid jet gas pump[J]. Journal of Jiangsu University (natural science edition),2008,29(3):231-235. (in Chinese)

[3] 黄俊雄. 离心泵流动噪声数值仿真方法研究[D]. 北京:中国科学院工程热物理研究所,2010.

[4] 王宏光,徐小龙,杨爱玲,等. 轴流泵流动噪声数值模拟[J]. 排灌机械工程学报,2011,29(3):199-203.
WANG Hongguang, XU Xiaolong, YANG Ailing, et al. Numerical simulation of flow noise in axial-flow pump [J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering,2011,29(3):199-203. (in Chinese)

[5] 谭永学,王宏光,杨爱玲,等. 离心泵水动力噪声预测[J]. 上海理工大学学报,2011,33(1):89-94.
TAN Yongxue, WANG Hongguang, YANG Ailing, et al. Numerical prediction of hydrodynamic noise for a centrifugal pump[J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology,2011,33(1):89-94. (in Chinese)

[6] 司乔瑞,袁寿其,袁建平,等. 叶片与隔舌干涉对离心泵性能和压力脉动影响的数值研究[J]. 流体机械,2012,40(8):22-26.
SI Qiaorui,YUAN Shouqi,YUAN Jianping,et al. Effect of interaction between blade and volute tongue of centrifugal pumps on the performance and pressure pulsation [J]. Journal of fluid machinery,2012,40(8):22-26. (in Chinese)

[7] 冯涛,王晶,吴瑞. 蜗舌间隙对离心泵流动噪声影响的研究[J]. 食品与机械,2012(2):75-78.
FENG Tao,WANG Jing,WU Rui. Reaearch on the influence to the flow noise of the centrifugal pumps with different gap between impeller and tongue[J]. Food & machinery,2012(2):75-78. (in Chinese)

[8] 郑源,陈宇杰,毛秀丽,等. 混流泵压力脉动特性及其对流动诱导噪声的影响[J]. 农业工程学报,2015,31(23):67-73.
ZHENG Yuan,CHEN Yujie,MAO Xiuli, et al. Pressure pulsation characteristics and its impact on flow-induced noise in mixed-flow pump [J]. Transactions of the CSAE,2015,31(23):67-73. (in Chinese)

[9] 潘中永,李俊杰,李晓俊,等. 斜流泵不稳定特性及旋转失速研究[J]. 农业机械学报,2012,43(5):64-68.
PAN Zhongyong,LI Junjie,LI Xiaojun,et al. Performance curve instability and rotating stall[J]. Transactions of the CSAM,2012, 43(5):64-68. (in Chinese)

[10] 王勇. 离心泵空化及其诱导振动噪声研究[D]. 镇江:江苏大学,2011.

[11] 王勇,刘厚林,袁寿其,等. 叶片进口冲角对离心泵空化特性的影响[J]. 流体机械,2011,39(4):17-20.
WANG Yong,LIU Houlin,YUAN Shouqi,et al. Effect of blade incidence angle on cavitation characteristics in centrifugal pumps [J]. Journal of fluid machinery,2011,39(4):17-20. (in Chinese)

[12] 罗先武,张瑶,彭俊奇,等. 叶轮进口几何参数对离心泵空化性能的影响[J]. 清华大学学报(自然科学版),2008,48(5):836-839.
LUO Xianwu,ZHANG Yao, PENG Junqi, et al. Effect of impeller inlet geometry on centrifugal pump cavitation performance[J]. Journal of Tsinghua University (science and technology), 2008,48(5):836-839. (in Chinese)

[13] ADRIAN S,ROMEO S R,LIVIU E A,et al. A new approach in numerical assessment of the cavitation behaviour of centrifugal pumps[J]. International journal of fluid machinery machinery and systems,2011, 4(1):104-111.

(责任编辑　盛杰)