

带声学放大器的行波热声发动机声阻抗特性

董世充, 徐漠北, 沈国清, 张世平, 安连锁

(华北电力大学能源动力与机械工程学院, 北京 102206)

摘要: 通过分析带有声学放大器的行波热声发电系统中直线发电机的电-力-声类比图, 发现直线发电机的最佳工作状态与行波热声发动机的输出声阻抗特性相关。采用 DeltaEC 软件计算带有声学放大器的行波热声发动机(以下简称系统)的输出声阻抗特性。计算结果发现, 输出声阻抗虚部 X_a 为 $-1 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 时, 系统的最大输出声功率 545.47 W, 最大热声转换效率为 7.2%; 当输出声阻抗虚部 X_a 在 $-3.9 \times 10^6 \sim -1 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 之间变化, 实部 R_a 在 $1.37 \times 10^6 \sim 2.31 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 之间时, 等效位移在 1.89~6 mm 之间变化, 符合直线发电机的位移要求; 结合输出声阻抗对压力与体积流率的相位差及系统工作频率的影响, 发现声阻抗实部 R_a 应在 $1.37 \times 10^6 \sim 2.31 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 之间, 声阻抗虚部 X_a 在 $-7.5 \times 10^6 \sim -1.0 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 之间时, 系统具有较好的工作状态。

关键词: 声学放大器; 行波热声发动机; 直线发电机; 声阻抗

中图分类号: TK121

文献标识码: A

文章编号: 1000-3630(2019)-05-0488-07

DOI 编码: 10.16300/j.cnki.1000-3630.2019.05.002

Acoustic impedance characteristics of traveling wave thermoacoustic engine with acoustic amplifier

DONG Shi-chong, XU Mo-bei, SHEN Guo-qing, ZHANG Shi-ping, AN Lian-suo

(School of Energy, Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Beijing 102206, China)

Abstract: In this paper it is found that the optimal working state of a linear alternator is related to the output acoustic impedance characteristics of the traveling wave thermoacoustic engine by analyzing the electric-force-acoustic analogy of the linear alternator in the traveling wave thermoacoustic power generation system with an acoustic amplifier (hereinafter referred to as system). The output acoustic impedance characteristics of the system are calculated by using DeltaEC software. The calculation results show that when the imaginary part of the acoustic impedance is $X_a = 1 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$, the maximum output sound power of the system is 545.47 W, and the maximum thermoacoustic conversion efficiency is 7.2%. When the imaginary part X_a of the output acoustic impedance varies from 3.9×10^6 to $1 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ and when the real part R_a varies between 1.37×10^6 and $2.31 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$, the equivalent displacement varies from 1.89 to 6 mm, which meet the displacement requirements of linear alternators. Combined with the influence of output acoustic impedance on the phase difference between pressure and volume flow rate and the operating frequency of the system, it is found that when the real part R_a of acoustic impedance is in the range of 1.37×10^6 to $2.31 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ and when the imaginary part X_a of the acoustic impedance is between 7.5×10^6 and $1.0 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$, the system has a good working condition.

Key words: acoustic amplifier; traveling wave thermoacoustic engine; linear alternator; acoustic impedance

0 引言

热声发电技术是基于热声效应基础上, 将热能转换为电能的新型热能发电技术。热声发电系统装置主要包括两个部分, 即热声发动机和直线发电机, 热声发动机主要是通过热声效应将热能

转换为声能, 直线发电机则通过活塞的线性往复运动将声能转换为电能^[1]。热声发电系统具有结构简单、运行可靠、使用环境友好型的惰性气体等优势, 同时在利用太阳能和烟气余热发电等方面具有广阔的研究前景。1999、2000 年, 美国的 BACKHAUS 等^[2-3]成功研制出斯特林型热声发动机, 其最高的热声转换效率为 30%, 系统的相对卡诺效率为 41%, 这样效率的热声发动机可以尝试代替传统的内燃机。2011 年, 荷兰的 TIJANI 等^[4]搭建了一台热声斯特林发动机, 整个系统以氦气作为气体工质, 当系统内氦气充气压力为 4 MPa

收稿日期: 2018-12-12; 修回日期: 2019-03-08

基金项目: 中央高校基本科研业务费专项资金资助 2017ZZD001

作者简介: 董世充(1988—), 男, 辽宁沈阳人, 博士, 研究方向为低品位热能驱动的热声发电研究。

通讯作者: 沈国清, E-mail: shenguoqing@ncepu.edu.cn

时,系统的热声转换效率为 32%,相对卡诺效率为 49%,这是国内外学者研究至今所能达到的最高效率。2008 年,中国科学院理化技术研究所的罗二仓团队展开对热声发电技术的研究,他们利用一台热声发动机同时驱动两台正对布置的直线发电机,系统中充入 2.5 MPa 的氦气作为工质时,系统可以输出 100W 的声功率^[5];2011 年,罗二仓团队将热声发动机进行改进,系统充入 3.54 MPa 氦气作为工质时,系统可以输出 481 W 的最大电功率,此时热电转换效率达到 12.65%;最高热电效率达到 15.03%,此时可输出 450.9 W 的电功率^[6];2012 年,该团队开展利用蝶式太阳能集热器作为热声发动机驱动直线发电机的热源,当热声发动机系统中充入 3.5 MPa 氦气时,系统可以输出 255 W 的电功率^[7-8],验证了利用太阳能作为热声发电系统热源的可行性。虽然到目前为止,国内外学者在热声发电技术研究领域已经取得长足的进展,同时在利用低品位热源进行热声发电方面显露出巨大的发展潜力,但现阶段的热声发电系统的热电转换效率较低,距离理论上的斯特林循环最佳效率还有不小的差距。行波热声发动机驱动直线发电机进行热声发电是目前比较主流的研究方向,在本实验室之前的研究中^[9],在行波热声发动机中加入声学放大器可以明显提高行波热声发动机的输出性能,但加入声学放大器之后,行波热声发动机和直线发电机的匹配问题还有待研究。因此,本文分析了直线发电机的电-力-声类比模型^[10],并利用 DeltaEC 软件对加入声学放大器的行波热声发动机系统进行了模拟计算。分析了行波热声发动机的输出声阻抗对系统输出特性的影响。

1 理论模型分析

1.1 声阻抗匹配原理

如图 1 所示,行波热声发电系统包含行波热声发动机和直线发电机。在行波热声发动机驱动直线发电机进行发电的过程中,当行波热声发动机和直线发电机达到两种谐振状态时,即机械谐振和电路谐振,直线发电机处于最佳工作状态。机械谐振是指行波热声发动机和直线发电机的工作频率尽量接近,而电路谐振则要求通过串联电容抵消掉直线发电机线圈的电感干扰,即要降低电路中的阻抗虚部,从而得到最佳的输出电功率。声阻抗的概念类比于电路中的电阻抗,电压等于电流与电阻抗的乘

积,而在声学中,声压等于体积流率与声阻抗的乘积,声阻抗与交流电路中的电阻抗表示方式一致,均采用复数形式表示,即 $Z_a = R_a + iX_a$,当虚部 $X_a > 0$ 时,声阻抗为声感性,当虚部 $X_a < 0$ 时,声阻抗为声容性。由于直线发电机的声阻抗虚部基本均为负值^[11],因此本研究中只考虑热声发动机输出声阻抗虚部 X_a 为负值的情况。

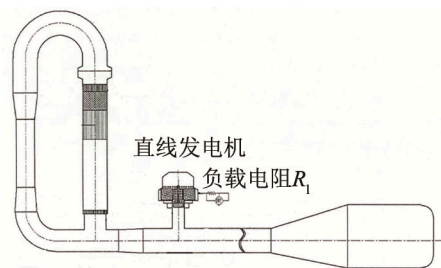


图1 行波热声发电系统示意图

Fig.1 Schematic diagram of traveling wave thermoacoustic power generation system

1.2 直线发电机的电-力-声类比图

图2中,将带有声学放大器的行波热声发动机系统类比为声学系统, U_1 是由行波热声发动机进入到直线发电机的体积流率, Δp_1 是直线发电机入口处压力波动与背腔压力波动之差,即 $\Delta p_1 = p_1 - p_{b1}$, A 是活塞截面积。将直线发电机的活塞部分类比为机械系统,其中包含直线发电机的动质量 M 、弹簧刚度 K_m , K_m 包括两个部分,分别是板弹簧刚度 K 和电磁刚度 K_e , 即 $K_m = K + K_e$ 。 R_m 是机械系统的机械阻尼系数。电路系统即直线发电机的线圈和负载电路,包含线圈电感 L_e 、线圈电阻 r 、负载电阻 R_L 和电容 C_e , 其中 $R_e = r + R_L$ 。

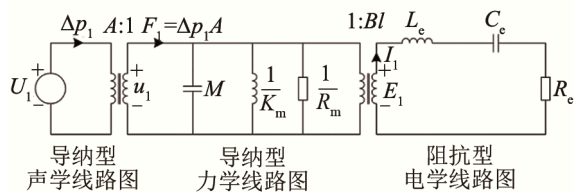


图2 动磁式单活塞直线发电机的电-力-声类比图^[11]

Fig.2 Electro-mechanical-acoustic analogy of single-piston moving magnetic linear alternator

将图2中各部分进行电-力-声转换,得到直线发电机的机械阻抗图,结果如图3所示,在机械阻抗图中 $X_m = \omega M - K_m/\omega$, 是机械阻抗的虚部, $X_e = \omega L_e - 1/(\omega C_e)$ 是电路阻抗虚部。图3中, F_1 是振荡气体作用在直线发电机活塞上的力,即活塞前腔作用力与背腔作用力之差, u_1 是活塞入口处振荡气体的速度, F_e 是电磁力, Bl 是机电常数。

直线发电机的力平衡方程和电压平衡方程可

由图 3 的机械阻抗图得出^[12]:

$$W = \frac{1}{2} R_e (F_1 \cdot \tilde{u}_1) = \frac{1}{2} \Delta p_1^2 A^2 \cdot \frac{(Bl)^2 R_e + R_m R_e^2 + X_e^2 R_m}{[(Bl)^2 - X_m X_e + R_e R_m]^2 + (X_m R_e + X_e R_m)^2} \quad (1)$$

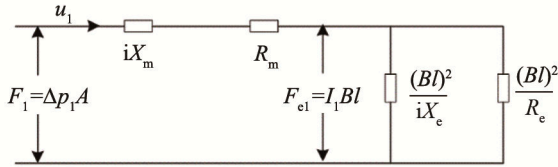


图 3 动磁式单活塞直线发电机的机械阻抗图^[11]
Fig.3 Mechanical impedance of single-piston moving magnetic linear alternator^[11]

结合图 3 可以看出, 进入直线发电机的声功率具体有两个部分, 一部分声功率通过电磁力进行做功, 另一部分声功率则消耗在直线发电机自身的阻尼上。而电磁力所做的功一部分被直线发电机线圈内阻 r 消耗, 转化为热能, 另一部分则被外加负载电阻 R_l 引出。故发电机向外输出的电功率为

$$W = \frac{1}{2} R_e (F_{el} \cdot \tilde{u}_{el}) = \frac{1}{2} \Delta p_1^2 A^2 \cdot (Bl)^2 R_l \cdot \frac{1}{[(Bl)^2 - X_m X_e + R_e R_m]^2 + (X_m R_e + X_e R_m)^2} \quad (2)$$

从式(1)、(2)中可以得到直线发电机的声电转换效率:

$$\eta_e = \frac{W_e}{W} = \frac{(Bl)^2 R_l}{(Bl)^2 R_e + R_m (R_e^2 + X_e^2)} \quad (3)$$

由式(3)可知, 直线发电机的声电转换效率与直线发电机的输入声阻抗直接相关, 因此要进行带有声学放大器的行波热声发动机输出声阻抗和直线发电机的输入声阻抗的精准匹配, 这样行波热声发电系统才具有最佳工作状态^[13]。

2 行波热声发动机的声阻抗特性

本文利用 DeltaEC 软件对带有声学放大器的行波热声发动机谐振管处输出声阻抗对于行波热声发动机输出声功率及热声转换效率、等效位移、输出压力振幅、压力与体积流率相位差及系统工作频率的影响。DeltaEC 软件是美国 Los Alamos 实验室编制的基于线性热声理论的热声模拟计算程序^[14]。热声发动机的操作参数如表 1 所示。

2.1 声阻抗对输出声功率的影响

图 4 给出了不同输出声阻抗虚部 X_a 的条件下, 带有声学放大器的行波热声发动机系统输出声功

表 1 计算参数
Table 1 Parameters in calculation

气体工质	充气压力/ MPa	加热功率/ W	加热温度/ ℃	环境温度/ ℃
He	2.0	7 500	650	25

率随输出声阻抗实部 R_a 的变化。从图 4 中可以看出, 在不同的声阻抗虚部 X_a 条件下, 行波热声发动机系统输出声功率均随着输出声阻抗实部的增大而先增大后减小。并且随着输出声阻抗虚部 X_a 的增大, 输出最大声功率先增大后减小, 输出最大声功对应的声阻抗实部 R_a 随声阻抗虚部 X_a 的增大而增大, 但对应的声阻抗实部都在 $1 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 附近, 这说明当输出声阻抗实部在 $1 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 附近时, 行波热声发动机具有最佳的工作状态。同时可以看出, 当行波热声发动机输出声阻抗虚部 $X_a = 0$ 时, 即负载为纯声阻性, 无声容性时, 输出的声功始终是负值, 这说明此时的行波热声发动机无法输出声功, 不能为直线发电机的工作提供动力。当输出声阻抗虚部为 $X_a = -3 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 时, 同样输出的声功率也始终为负值。这说明当输出声阻抗虚部过小或者过大时, 行波热声发动机均无法为直线发电机提供动力。当输出声阻抗虚部从 $X_a = -3.9 \times 10^6 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 变化到 $X_a = -2.5 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 时, 行波热声发动机输出最大声功率从 120.42 W 增大到 545.47 W。当输出声阻抗虚部 $X_a = -1.5 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 时, 最大输出声功率为 392.97 W, 虽然相比于 $X_a = -1 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 时的最大输出声功 545.47 W 要小一些, 但此时行波热声发动机输出的有效声功率对应输出声阻抗实部的范围最大, 即当输出声阻抗实部从 $R_a = 2.5 \times 10^5 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 到 $R_a = 2.9 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 时, 行波热声发动机均可输出声功率, 用于驱动直线发电机进行发电。由于当输

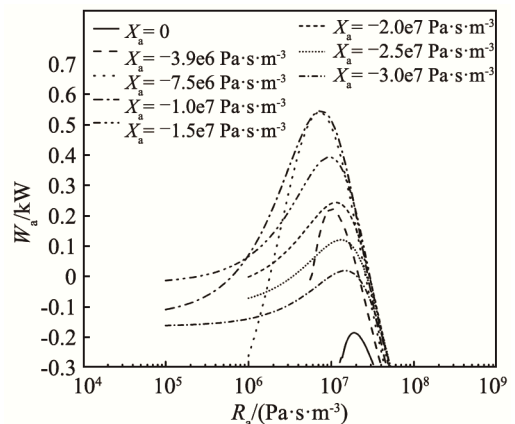


图 4 行波热声发动机输出声功率随输出声阻抗的变化
Fig.4 Variation of acoustic power output of traveling wave thermoacoustic engine with acoustic impedance

出声阻抗虚部 $X_a=0$ 时, 即热声发动机系统的声学负载为纯声阻性元件时的输出声功率为负数, 不具备驱动直线发电机的能力, 因此在下面的研究中将不考虑此种情况。

2.2 声阻抗对热声转换效率的影响

图 5 中的 W_a 是行波热声发动机系统输出的声功率, Q_h 是行波热声发动机系统的加热功率, 图中给出的是在不同输出声阻抗虚部 X_a 的条件下, 带声学放大器的行波热声发动机系统的热声转换效率随输出声阻抗实部 R_a 的变化。从图 5 中可以看出, 在不同的输出声阻抗虚部 X_a 条件下, 行波热声发动机的热声转换效率均随着声阻抗实部 R_a 的增大而先增大后减小, 且系统的热声转换效率最大值均出现在声阻抗实部 $R_a=1 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 附近, 但随着声阻抗虚部 X_a 增大, 行波热声发电系统在不同声阻抗虚部条件下的最佳热声转换效率对应的声阻抗实部 R_a 先减小后增大。同时可以看出, 随着输出声阻抗虚部 X_a 的增大, 行波热声发动机系统的有效热声转换效率对应的声阻抗实部 R_a 的范围也是先增大后减小。在不同的声阻抗虚部对比中可以看到, 行波热声发动机系统的热声转换效率随着声阻抗虚部 X_a 的增大而先增大后减小, 且最大值出现在声阻抗虚部 $X_a=-1 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 和 $X_a=-7.5 \times 10^6 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 时, 最大热声转换效率均为 7.21%, 对应的输出声阻抗实部分别为 $X_a=7.24 \times 10^6 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 和 $X_a=7.16 \times 10^6 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 。行波热声发动机系统的热声转换效率随输出声阻抗变化的整体趋势和输出声功率随输出声阻抗变化的趋势大致相同。从图 5 中还可以看出, 当输出声阻抗虚部 $X_a=-3 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 时, 即负载具有很大的容抗时, 行波热声发动机的最佳热声转换效率非常低, 仅有 0.26%。这说明行波热声发动机系统的最佳热声转换效率受行波热声发动机系统输出声

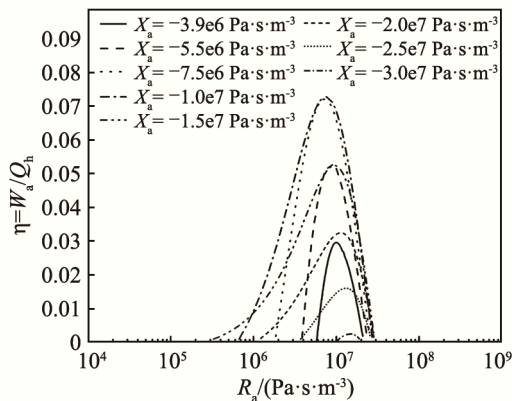


图5 行波热声发动机的热声转换效率随输出声阻抗的变化
Fig.5 Variation of thermal efficiency of thermoacoustic engine with acoustic impedance

阻抗的影响较大, 因此在驱动直线发电机过程中要想得到行波热声发动机最佳的热声转换效率, 需将输出声阻抗实部 R_a 控制在 $1 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 左右, 并且声阻抗虚部 X_a 在 $-1 \times 10^7 \sim -7.5 \times 10^6 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 之间。

2.3 声阻抗对等效位移的影响

图 6 给出的是在不同输出声阻抗虚部 X_a 的条件下, 带声学放大器的行波热声发动机的等效位移 $|X|$ 随输出声阻抗实部 R_a 的变化。由于在直线发电机的位移限制范围很小, 我们所采用的美国生产的直线发电机的极限行程为 14 mm, 正常工作时的最大行程为 12 mm, 故单向位移应控制在 6 mm 以下。而在某些声阻抗范围内, 行波热声发动机的输出体积流率 $|U|$ 太大, 大大超过直线发电机活塞所能承受的位移限制。因此将声功率引出位置, 即行波热声发动机谐振管近端位置的输出体积流率用等效位移来表示, 等效位移的计算公式为^[11]

$$|X| = \frac{0.5|U|}{\omega A} \quad (4)$$

其中, $|U|$ 为行波热声发动机系统输出体积流率, ω 为行波热声发动机系统工作频率, A 为直线发电机的截面积。

在本研究中, 所采用的直线发电机的截面积为 $1.84 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ 。从图 6 中可以看出, 当输出声阻抗虚部 X_a 在 $-7.5 \times 10^6 \sim -3 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 之间变化时, 行波热声发动机系统的等效位移随着声阻抗实部 R_a 的增大先减小后增大, 并且不论声阻抗虚部 X_a 为何值, 等效位移最终均趋向于同一个值, 即 $|X|=9.14 \text{ mm}$ 。等效位移实际上是指当直线发电机的声阻抗为某一设定值时, 发电机活塞在行波热声发动机驱动直线发电机过程中位移的大小, 故等效位移值应该控制在 6 mm 以下。从图 6 中可以看出, 当输出声阻抗虚部 X_a 在 $-3.9 \times 10^6 \sim -1 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$

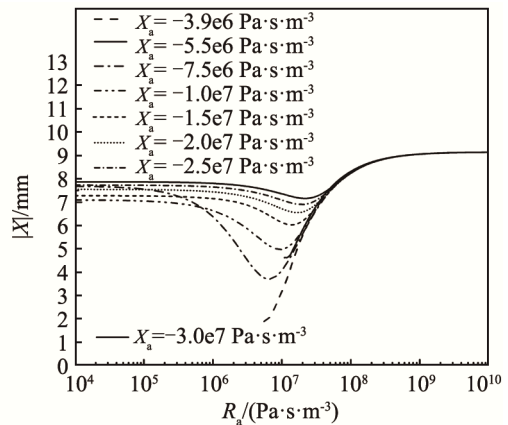


图6 行波热声发动机系统的等效位移随输出声阻抗的变化
Fig.6 Variation of equivalent displacement of thermoacoustic engine with acoustic impedance

之间变化时,随着输出声阻抗实部 R_a 的变化,等效位移在 $1.89 \sim 6 \text{ mm}$ 之间变化,对应的输出声阻抗实部 R_a 在 $1.37 \times 10^6 \sim 2.31 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 之间,此时符合直线发电机的位移要求。当声阻抗实部 R_a 大于 $1 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 时,在不同的声阻抗虚部条件下,系统的等效位移几乎相同。这说明从等效位移角度考虑,行波热声发动机驱动直线发电机工作的最佳声阻抗实部为 $R_a = 1.37 \times 10^6 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 或 $R_a = 2.31 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$,

2.4 声阻抗对输出压力的影响

图 7 给出的是带有声学放大器的行波热声发动机系统,在不同的输出声阻抗虚部 X_a 的条件下,热声发动机系统的输出压力振幅随输出声阻抗实部 R_a 的变化情况。从图 7 中可以看到,当输出声阻抗虚部 X_a 在 $-5.5 \times 10^6 \sim -3 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 之间变化时,行波热声发动机系统输出压力振幅均随着输出声阻抗实部 R_a 的增大而先减小后增大,在某一个输出声阻抗实部 R_a 的条件下,行波热声发动机系统输出的压力振幅均存在最小值,且随着声阻抗虚部的增大,输出压力振幅的最小值对应的输出声阻抗实部 R_a 在不断增大。在不同的输出声阻抗虚部 X_a 的条件下,随着声阻抗实部 R_a 的增大,行波热声发动机系统输出的压力振幅趋向于同一数值,即 $|p| = 0.203 \text{ MPa}$ 。同时从图 7 中可以看出,随着输出声阻抗虚部 X_a 的增大,在各个输出声阻抗实部 R_a 的条件下,行波热声发动机输出的压力振幅均会增大,从而增加行波热声发动机系统的声功耗散,这也可以说明为什么在输出声阻抗虚部较大时,行波热声发动机系统的热声转换效率会非常低。同时可以看出随着声阻抗虚部 X_a 的增大,行波热声发动机输出的压力振幅随输出声阻抗实部 R_a 变化时的波动性越来越小,这说明当输出声阻抗虚部 X_a 较大时,行波热声发动

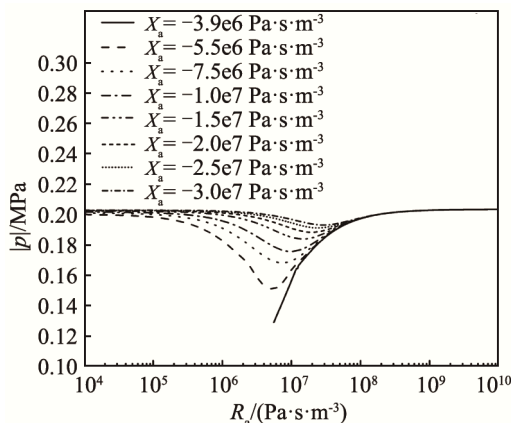


图 7 行波热声发动机系统输出压力振幅随输出声阻抗的变化
Fig.7 Variation of pressure amplitude of thermoacoustic engine with acoustic impedance

最佳声阻抗虚部 X_a 在 $-3.9 \times 10^6 \sim -1 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 之间。机系统的输出压力振幅波动很小,整个发动机系统的输出状态很稳定。

2.5 声阻抗对压力与体积流率相位差的影响

单位面积的时均声功率^[15],计算公式为

$$E(x) = \frac{\omega}{2\pi} \oint \text{Re}[p_1(x)e^{i\omega t}] \text{Re}[U_1(x)e^{i\omega t}] dt = \frac{1}{2} \text{Re}[p_1 U_1] = \frac{1}{2} \text{Re}[p_1 U_1] = \frac{1}{2} |p_1 U_1| \cos \varphi \quad (5)$$

从式(5)可以看出,压力与体积流率相位差 φ 直接影响声功率 $E(x)$,图 8 给出带有声学放大器的热声发动机系统输出位置的压力与体积流率相位差随输出声阻抗的变化。从图 8 中可以看出,当输出声阻抗虚部 X_a 不为 0 时,热声发动机系统的压力与体积流率的相位差均在 0° 和 90° 之间变化。同时可以看出随着声阻抗虚部 X_a 的增大,在声阻抗实部 R_a 不断减小的过程中,声阻抗虚部越大的,热声发动机系统的压力与体积流率相位差越接近 90° ,这说明此时发动机的工作状态处于驻波状态。由公式(5)可知,当系统工作时处于驻波状态是不利于声功率传递的,因此在输出阻抗实部 R_a 较小时,声阻抗虚部 X_a 越大,输出的声功率越小,在压力与体积流率相位差为 90° ,即纯驻波状态,式(5)中的 $\varphi = 90^\circ$ 时,系统输出的声功率为 0,这与图 4 中的研究结果也符合。随着声阻抗实部 R_a 的增大,声阻抗虚部 X_a 越小,压力与体积流率相位差 φ 越接近 0 ,在相位差达到 0 之前,发动机系统处在行波驻波混合状态,声功率的输出主要依靠行波分量来完成,因此声阻抗虚部越小时,系统输出的声功率应越大,这与图 4 中的研究结果也基本符合,当输出声阻抗虚

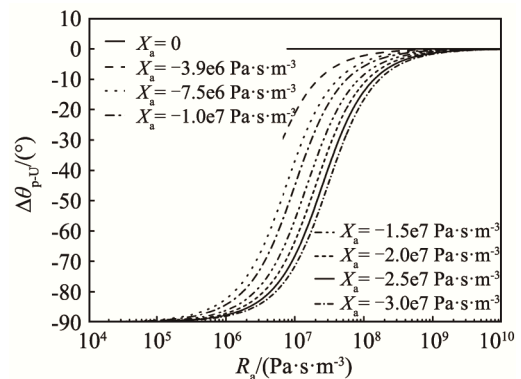


图 8 行波热声发动机系统的压力与体积流率相位差随输出声阻抗的变化
Fig.8 Variation of phase difference between pressure and volume flow rate of thermoacoustic engine with acoustic impedance

部 $X_a=0$ 时, 无论声阻抗实部 R_a 如何变化, 压力与体积流率之间的相位差 φ 始终为 0, 此时系统一直处于行波状态中。

2.6 声阻抗对系统频率的影响

图 9 给出的是带声学放大器的行波热声发动机系统的工作频率随输出声阻抗的变化。从图 9 中可以看出, 在不同的输出声阻抗虚部 X_a 条件下, 行波热声发动机的工作频率随声阻抗实部 R_a 的变化略微增大, 频率在 54.5 Hz 和 55.5 Hz 之间变化, 变化幅度在 1 Hz 以内, 并且声阻抗虚部 X_a 越大, 行波热声发动机系统的工作频率变化越小, 当输出声阻抗虚部 $X_a = -3 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 时, 工作频率几乎不随着声阻抗实部 R_a 变化。这说明行波热声发动机系统的输出声阻抗对于系统的工作频率影响很小, 尤其当输出声阻抗实部 R_a 大于 $1 \times 10^8 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 时, 在不同的输出声阻抗虚部条件下, 行波热声发动机系统的工作频率均稳定在同一值, 即 $f=55.55 \text{ Hz}$ 。这与之前通过实验进行的声学放大器对于行波热声发动机性能影响研究中的结果基本一致, 这说明在不同的充气压力下, 在不同的输出声阻抗区域的条件下, 行波热声发动机系统的工作频率均没有太大变化, 说明行波热声发动机系统在起振之后的工作状态十分稳定, 这也表明了研究利用行波热声发动机驱动直线发电机的发电研究是具有必要性的。

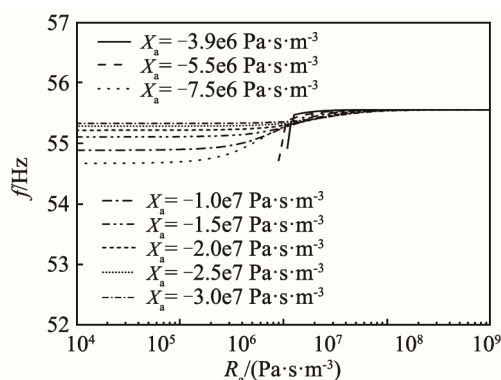


图9 行波热声发动机系统的工作频率随输出声阻抗的变化
Fig.9 Variation of operating frequency of thermoacoustic engine with acoustic impedance

3 结论

本文通过分析直线发电机的电-力-声类比模型, 得出热声发电系统的声电转换效率与直线发电机的输入声阻抗相关, 行波热声发动机与直线发电机的声阻抗是否匹配直接影响热声发电系统的声电转换效率, 因此对行波热声发动机输出声阻抗特性进行模拟计算研究

模拟计算结果表明: 声学放大器尾端的输出声阻抗对行波热声发动机系统的输出声功率、热声转换效率、等效位移、压力与体积流率相位差等均有较大影响, 对输出压力振幅和系统工作频率的影响相对较小。

(1) 输出声阻抗虚部 $X_a = -1 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 时, 系统的最大输出声功率 545.47 W, 最大热声转换效率为 7.2%, 此时对应的声阻抗实部为 $R_a = 7.24 \times 10^6 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 和 $R_a = 7.16 \times 10^6 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 。

(2) 当输出声阻抗虚部 X_a 在 $-3.9 \times 10^6 \sim -1 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 之间变化时, 随着输出声阻抗实部 R_a 的变化, 等效位移在 1.89~6 mm 之间变化, 对应的输出声阻抗实部 R_a 在 $1.37 \times 10^6 \sim 2.31 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 之间, 此时符合直线发电机的位移要求。

(3) 在不同的输出声阻抗虚部 X_a 的条件下, 随着声阻抗实部 R_a 的增大, 行波热声发动机系统输出的压力振幅趋向于同一数值, 即 $|P|=0.203 \text{ MPa}$ 。

(4) 在不同的输出声阻抗虚部条件下, 随着声阻抗实部 R_a 的增大, 行波热声发动机系统的工作频率均稳定在同一值, 即 $f=55.55 \text{ Hz}$ 。

综上所述, 行波热声发动机的最佳工作状态对应输出声阻抗实部范围应在 $R_a = 1.37 \times 10^6 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 到 $R_a = 2.31 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 之间, 输出声阻抗虚部应在 $X_a = -7.5 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 和 $R_a = -1.0 \times 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$ 之间。

除此之外, 由本文可知直线发电机可以通过两种方法调节直线发电机的输入声阻抗, 即串联电容器或改变负载电阻的大小, 从而实现直线发电机与热声发动机的声阻抗匹配。

参考文献

- [1] 邱利民, 赵益涛, 王凯, 等. 百瓦级热声斯特林发电系统输出特性研究[J]. 中国电机工程学报, 2013, 33(8): 101-106, 17.
QIU Limin, ZHAO Yitao, WANG Kai, et al. Study on output characteristics of 100W-class thermoacoustic-Stirling electric generators[J]. Proceedings of the CSEE, 2013, 33(8): 101-106, 17.
- [2] BACKHAUS S, SWIFT G W. A thermoacoustic-Stirling heat engine[J]. Nature, 1999, 399(6734): 335-338.
- [3] BACKHAUS S, SWIFT G W. A thermoacoustic-Stirling heat engine: detailed study[J]. J. Acoust. Soc. Am., 2000, 107(6): 3148-3166.
- [4] TIJANI M E H, SPOELSTRA S. A high performance thermo-acoustic engine[J]. Journal of Applied Physics, 2011, 110(9): 93519.
- [5] LUO E C, WU Z H, DAI W, et al. A 100W-class traveling-wave thermoacoustic electricity alternator[J]. Chinese Science Bulletin, 2008, 53(9): 1453-1456.
- [6] WU Z H, MAN M, LUO E C, et al. Experimental investigation of a 500 W traveling-wave thermoacoustic electricity alternator[J]. Chinese Science Bulletin, 2011, 56(19): 1-31975-1977.
- [7] 吴张华, 罗二仓, 李海冰, 等. 1kW 碟式太阳能行波热声发电系统[J]. 工程热物理学报, 2012(1): 19-22.

- WU Zhanghua, LUO Ercang, LI Haibing, et al. 1kW solar-powered traveling-wave thermoacoustic electricity generation system[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2012(1): 19-22.
- [8] WU Z H, DAI W, MAN M, et al. A solar-powered traveling-wave thermoacoustic electricity alternator[J]. Solar Energy, 2012, **86**(19): 2376-2382.
- [9] 董世充, 徐漠北, 沈国清, 等. 声学放大器对热声发动机性能影响的研究[C]//中国工程热物理学会, 2018.
DONG Shichong, XU Mobei, SHEN Guoqing, et al. Research on the influence of acoustic amplifier on the performance of thermoacoustic engine[C]//Chinese Society of Engineering Thermophysics, 2018.
- [10] 杜功焕, 朱哲民, 龚秀芬. 声学基础[M]. 第 2 版. 南京大学出版社, 2001: 116-162.
DU Gonghuan, ZHU Zhemin, GONG Xiufen. Acoustic basis[M]. Second edition. Nanjing University Press, 2001: 116-162.
- [11] 王凯. 行波热声发电系统热-声-电耦合及转换机理研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2014.
WANG Kai. Research on thermoacoustic-electrical coupling and conversion mechanism of traveling wave thermoacoustic power generation system [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2014.
- [12] 赵益涛. 行波热声发电系统输出特性及声学谐振器研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2012.
ZHAO Yitao. Research on output characteristics and acoustic resonator of traveling wave thermoacoustic power generation system[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2012.
- [13] 吴张华, 李山峰, 罗二仓, 等. 热声斯特林发电系统的实验研究[J]. 工程热物理学报, 2008(2): 195-198.
WU Zhanghua, LI Shanfeng, LUO Ercang, et al. Experimental study on thermoacoustic Stirling power generation system[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008(2): 195-198.
- [14] WARD W C, SWIFT G W. Design environment for low-amplitude thermoacoustic engines[J]. J. Acoust. Soc. Am., 1994, **95**(6): 3671-3672.
- [15] 康慧芳. 高频行驻波型热驱动热声制冷机的理论及实验研究[D]. 北京: 中国科学院研究生院, 2009.
KANG Huifang. Theoretical and experimental research on high frequency row standing wave type thermally driven thermoacoustic refrigerator[D]. Beijing: Graduate School of Chinese Academy of Sciences, 2009.

• 简 讯 •

“2019 水声对抗技术学术交流会” 在沈阳召开

2019 年 9 月 25~27 日, 由水声对抗技术重点实验室和 underwater information and control key laboratory 联合主办的“2019 水声对抗技术学术交流会”在沈阳召开。来自海军相关科研单位、中国科学院、中国船舶重工集团公司、中国船舶工业集团有限公司、中国电子科技集团有限公司等系统单位及行业相关高校共 23 家单位的 130 名代表参加了会议。

开幕式上, 水声对抗技术重点实验室马晓民主任、水下信息与控制重点实验室杨云川副主任和水声对抗技术重点实验室学术委员会主任张仁和院士致欢迎辞。中国科学院声学研究所张仁和院士、水下信息与控制重点实验室杨云川研究员、中国科学院沈阳自动化研究所田宇研究员和哈尔滨工程大学乔钢教授为大会带来了精彩的大会报告。

会议共有 89 篇论文收入论文集。论文涉及水声对抗系统、鱼雷自导与控制、水下探测与识别、水声信号处理、水声网络通信等多个相关领域。其中的 50 篇论文进行了大会交流, 展现了水声对抗技术的近期研究成果及前沿发展方向。本次会议的参会人员既有行业重点单位的技术专家, 又有充满青春朝气的年轻从业者, 参加人数及单位数创历届之最, 显示了行业的欣欣向荣及国家对行业的重视。

此次学术交流研讨会既交流了学术, 又增进了友谊。经过两天的学术研讨、思想碰撞, 各与会代表收获颇丰。大家对本届会议的日程安排、会务组织、论文发表等表示满意, 并期待 2020 年第 13 届会议期间再次相聚。

水声对抗技术重点实验室 邹丽云