

基于数值仿真的水下活塞机动力系统建模

刘帅忱, 李代金*, 秦侃, 党建军

(西北工业大学航海学院, 西安, 710072)

摘要 水下活塞机动力系统模型以往需要试验才能得到。基于数值仿真方法研究活塞机做功过程, 考虑过膨胀现象对活塞机输出性能的影响, 建立活塞机指示功计算公式。由指示功拟合公式推出活塞机输出转矩, 减去系统辅机消耗的力矩, 结合完全气体状态方程得到水下活塞机动力系统模型。根据该模型设计仿真程序和半物理仿真实验对比。数学模型的仿真结果与半物理仿真试验结果相对最大误差为5.28%。研究结果表明, 采用数值仿真和理论推导相结合得到的水下活塞机动力系统模型可以代替试验用于水下动力系统特性研究的初步验证。

关键词 水下活塞机; 数值仿真; 动力系统模型; 过膨胀

DOI 10.3969/j.issn.2097-1915.2022.06.006

中图分类号 TJ6 **文献标志码** A **文章编号** 2097-1915(2022)06-0042-07

Model Building of Underwater Piston Engine Dynamical System on Numerical Study

LIU Shuaichen, LI Daijin*, QIN Kan, DANG Jianjun

(School of Marine Science and Technology, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract In the past, the model of undersea piston engine system can only be obtained by experiment. And based on the power process of piston machine studied by numerical simulation method and in consideration of the influence of overexpansion on the output performance of piston engine, a fitting formula of indicated work is established. Through the output torque of the piston machine derived by the indicated work fitting formula to subtract the torque consumed by the auxiliary machine in combination with the complete gas equation of state, a dynamic system model of the undersea piston engine is obtained. In comparison the designed simulation program by the model with the semi-physical simulation experiment, the maximum error between the simulation results of the mathematical model and the semi-physical simulation experiment results is 5.28%. The results show that the model of the undersea piston power system based on the combination of numerical study and theoretical derivation can be used for the preliminary verification of the undersea power system characteristics instead of the experiment.

Key words undersea piston engine; numerical study; dynamical system model; overexpansion

水下航行器在现代海战中扮演着越来越重要的角色, 发展多样化的水下航行器以满足不同的需求。

收稿日期: 2022-07-20

基金项目: 国家自然科学基金(51909218, 51805435)

作者简介: 刘帅忱(1998—), 陕西西安人, 硕士生, 研究方向为水下动力。E-mail: 2772120036@qq.com

通信作者: 李代金(1980—), 山东济南人, 教授, 博士生导师, 研究方向为兵器科学与技术。lidaijin@nwpu.edu.cn

引用格式: 刘帅忱, 李代金, 秦侃, 等. 基于数值仿真的水下活塞机动力系统建模[J]. 空军工程大学学报, 2022, 23(6): 42-48. LIU Shuaichen, LI Daijin, QIN Kan, et al. Model Building of Underwater Piston Engine Dynamical System on Numerical Study [J]. Journal of Air Force Engineering University, 2022, 23(6): 42-48.

热动力是目前国内外水下航行器主流动力方案之一^[1],其动力系统设计是航行器设计的重要环节,该过程涉及多个变量,需要根据试验多次迭代修正才能达到预期。但是试验研究耗时耗费巨大,在设计初期用数值仿真和理论推导相结合的方法建立水下发动机动力系统模型预测系统特性,可以在保证精度的同时提升效率,节约成本^[2]。

水下活塞发动机动力系统的研究一直都是热门问题。夏君等基于热力学原理、动力矩方程建立了水下活塞机动力系统的数学模型^[3]。罗凯等基于此数学模型设计出基于压力阀的活塞机动力系统闭环控制方案^[4]。李代金等基于非线性变结构控制原理设计出活塞机动力系统控制律,并搭建半物理仿真试验平台进行验证^[5-6]。目前关于水下活塞机动力系统的性能和控制研究大多基于水下活塞机动力系统的数学模型进行,主要包含 3 个部分:燃烧室特性方程、动力系统特性方程和活塞机输出转矩方程。其中燃烧室特性方程和动力系统特性方程的参数是预设的,而活塞机输出转矩方程中的指示功数值需要通过试验监测活塞机输出功率,逆推出压降系数,才能通过理论公式^[7]求解得到。

本文使用数值仿真方法,对水下活塞机动力系统内的活塞机做功过程进行仿真,探究做功过程中活塞机发生过膨胀现象的条件以及过膨胀现象对活塞机输出性能的影响,建立活塞机指示功拟合公式。将拟合公式代入水下活塞发动机动力系统模型,进行系统闭环控制律设计和控制仿真。半物理仿真试验结果验证了该模型的准确性。

1 模型建立

水下航行器活塞动力系统主由燃料储仓、燃料泵、燃烧室、活塞机、发电机、海水泵、滑油泵组成^[7],如图 1 所示。燃料由燃料泵从燃料储仓进入燃烧室,在燃烧室燃烧改变燃烧室压强进而推动活塞机转动做功,活塞机输出转矩推动燃料泵、发电机、海水泵、滑油泵运行。

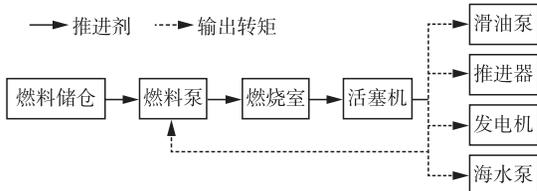


图 1 水下活塞发动机动力系统组成

水下活塞发动机动力系统模型可以简化为以下几个方程^[8]:

动力系统特性方程:

$$\dot{\omega} = a_{n1} M_e - a_{n2} \omega^2 - \frac{a_{n3}}{\omega} - a_{n4} \quad (1)$$

活塞机输出转矩方程:

$$M_e = C_e W \quad (2)$$

燃烧室特性方程:

$$\dot{p}_c = \alpha_{p0} q \omega - \alpha_{p1} \omega p_c \quad (3)$$

式(1)~(3)中: ω 是发动机转速; q 为燃料泵排量; M_e 为活塞机输出转矩; p_c 为活塞机进气压强; W 为指示功; a_{n1} 、 a_{n2} 、 a_{n3} 、 a_{n4} 、 C_e 、 α_{p0} 、 α_{p1} 均为已知常数。

本文主要针对活塞机做功部分即式(2)活塞机输出转矩方程开展研究。方程中 C_e 为常数,指示功 W 是指活塞机循环中气缸完成一个工作循环工质对活塞做的净功。

1.1 数值仿真

1.1.1 物理模型

活塞机做功部分主要与其配气机构和气缸有关。配气机构可以分为阀体和阀座 2 个部分,如图 2 所示。阀体安装在阀座上,两者通过相对转动实现活塞机的配气过程。阀座上有多个气道孔,每个气道孔都连接一个气缸。为便于计算,配气机构简化为排气槽和进气槽,取其中 1 个气缸进行研究,如图 3 所示。模型的主要参数如表 1 所示^[9-10]。

表 1 活塞机模型参数

气缸部位	参数值	气缸部位	参数值
气缸进气孔直径/mm	40	阀体最大直径/mm	284
活塞直径/mm	40	活塞机转速/(r/min)	2 150
阀体圆弧直径/mm	40	气缸余隙高度/mm	1.2
阀体分度圆直径/mm	244	活塞冲程/mm	43.7

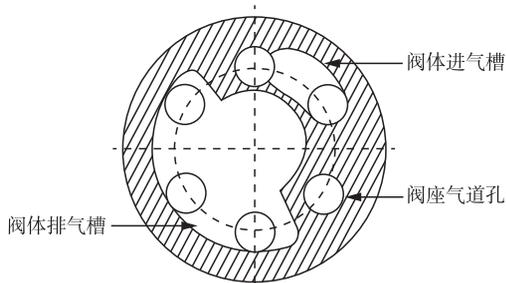


图 2 活塞机配气机构

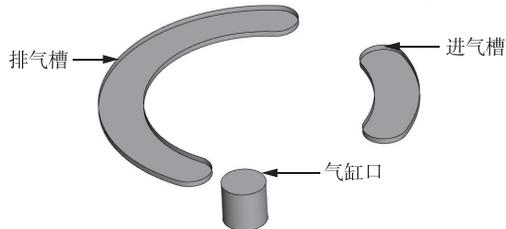


图 3 配气机构和气缸简化模型

1.1.2 数值方法和数据处理

在给定进排气压强的基础上,开展活塞机做功过程模拟仿真,通过监控缸内压强和体积的变化获得活塞机做功过程的 p - V 示功图,分析其做功性能。

仿真采用压力速度耦合基下的 $k-\omega$ SST 湍流模型进行求解,选择非定长模型,迭代步长取 2.08×10^{-5} [11]。计算域分为配气机构和气缸两部分。气缸位置固定不动,使用 UDF 设置底部做往复运动来模拟活塞运动。速度设置为 2 150 r/min。配气机构包括进气槽和排气槽,围绕中心旋转,先后通过气缸进气口,模拟进排气过程。速度同样设置为 2 150 r/min,保证配气机构和活塞运动保持一致。初始化设置如表 2 所示。边界条件设置如图 4 所示。

表 2 边界条件和初始化设定

边界条件	参数值	边界条件	参数值
入口压强/MPa	20	出口压强/MPa	2
入口温度/K	1 430	排气温度/K	800
初始压强/MPa	10	阀体转速/(r/min)	2 150

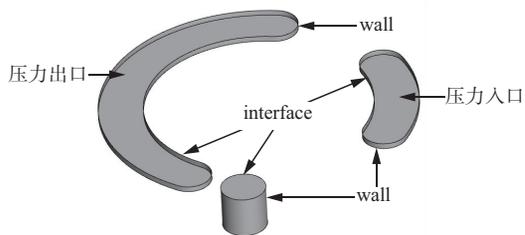


图 4 模型边界条件

以进气压强 20 MPa、排气压强 2 MPa 为例,设置好进排压强后,分别监测气缸内部体积和气缸内的压强变化。可以分别得到缸内压强和缸内体积关于时间的变化曲线,如图 5 和图 6 所示。将 2 条曲线进行组合即可得到活塞机的 $p-V$ 示功图,如图 7 所示。使用积分法求出 $p-V$ 图的面积为 670.47,即活塞机在进气压强 20 MPa、排气压强 2 MPa 工况下的指示功是 670.47 J。图 8 为图 7 中所标出 6 点的气缸压强云图,分别对应活塞机的前止点、膨胀点、预排气点、后止点、压缩点、预进气点[12]。

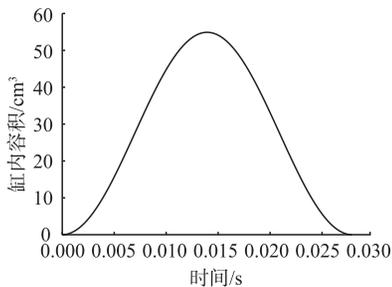


图 5 缸内容积变化曲线

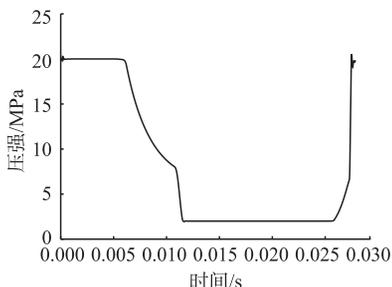


图 6 缸内压强变化曲线

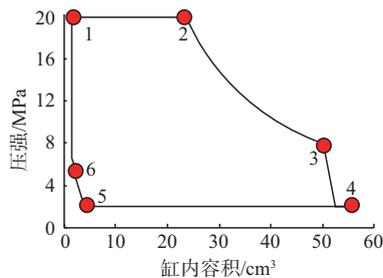
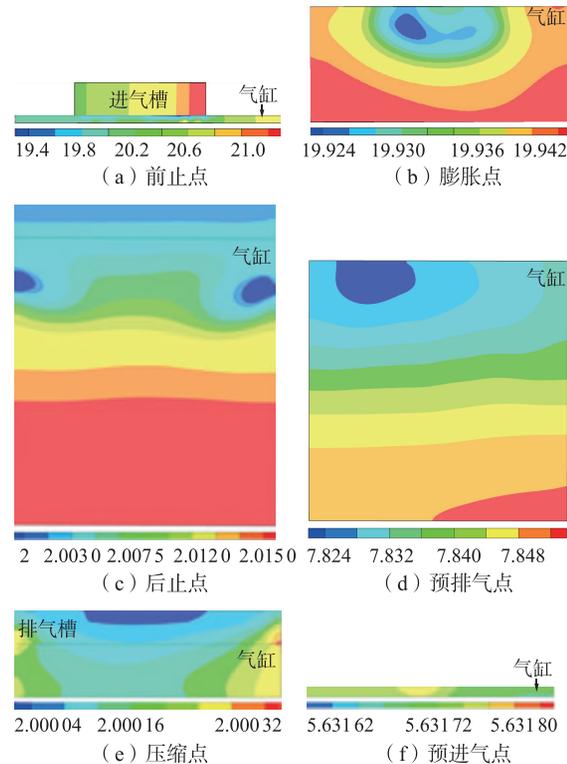


图 7 进气压强 20 MPa 排气压强 2 MPa 下 $p-V$ 示功图



(图中单位:压力/MPa)

图 8 进气压强 20 MPa 排气压强 2 MPa 下各阶段压力云图

1.1.3 网格无关性验证

使用 ICEM 对活塞机进行结构化网格划分。分别取网格总量为 90 000、140 000、260 000 和 340 000 的划分方案进行网格无关性验证。取多个工况下的指示功进行对比,如表 3 所示。

表 3 活塞机工况不同数量网格下的数值仿真结果对比

(进气压强/ MPa)/(排气 压强/MPa)	90 000 网格/J	140 000 网格/J	260 000 网格/J	340 000 网格/J
20 /10	243.63	255.85	254.66	255.97
20 /2	640.44	670.47	671.13	672.07
16 /2	492.67	514.97	516.03	515.55
8 /2	195.36	204.85	204.98	205.92
9 /3	183.23	191.54	191.64	192.07
6 /3	71.78	75.87	75.83	75.63

由表 3 可见在网格总量为 140 000、260 000 和

340 000 时仿真结果差距很小,各工况下最大偏差均在 0.52% 以下。满足网格无关性的要求。而网格总量为 90 000 时,则会和后三者出现较大误差,与 140 000 网格的仿真结果相比,最大误差达到 5.39%。综合考虑计算精度与经济性,本文选取 140 000 网格的划分方案进行数值仿真。

1.1.4 算例验证

采用文献[13]中 MK46 的数据来验证建立模型的合理性和准确性。MK46 活塞机的阀体与气缸的几何模型及网格划分如图 9 所示。因为 MK46 活塞机为凸轮式活塞机,转轴每旋转一圈,活塞完成 2 次做功,所以模型要绘制 2 个进气槽和排气槽。设定进气压强为 20 MPa,排气压强为 2 MPa,所得 p - V 示功图如图 10 所示。按照上述方法对仿真数据进行计算处理,得到 MK46 的活塞机在进气压强 20 MPa,排气压强 2 MPa 时,指示功为 103.53 J,相比试验数据 100 J,误差仅有 3.52%,说明本数值模型合理,有较高的精度。

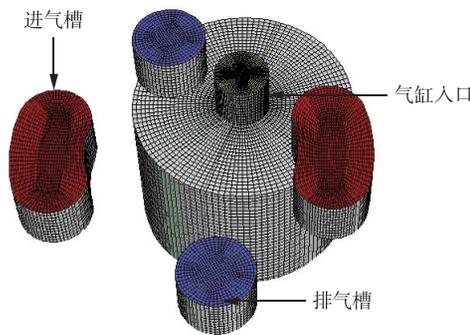


图 9 阀体与气缸几何模型及网格划分

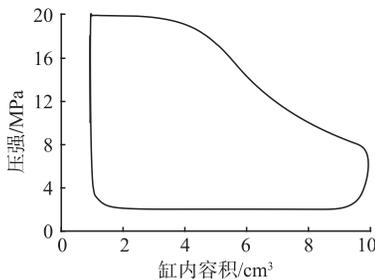


图 10 MK46 活塞机 p - V 示功图

1.1.5 仿真结果

更改进排气压强进行数值仿真,根据数据绘制出不同进排气压强下的活塞机 p - V 示功图,并计算出对应的指示功,部分结果如表 4 所示。

表 4 不同进排气压强下的活塞机指示功

(进气压强/ MPa)/(排气 压强/ MPa)	指示功/J	(进气压强/ MPa)/(排气 压强/ MPa)	指示功/J
33.0 /5	1 017.60	9.0 /3	191.54
30.0 /3	1 006.39	8.0 /2	204.85
27.0 /1	996.12	8.0 /4	101.58

(进气压强/ MPa)/(排气 压强/ MPa)	指示功/J	(进气压强/ MPa)/(排气 压强/ MPa)	指示功/J
25.0 /6	655.13	7.0 /3	114.59
23.0 /4	681.84	6.0 /2	127.31
20.0 /1	723.59	6.0 /3	75.87
20.0 /2	670.47	5.0 /2	88.84
20.0 /3	617.78	4.2 /1	109.34
20.0 /4	566.44	4.1 /1	105.47
20.0 /10	255.85	4.0 /1	101.63
18.0 /2	592.70	3.9 /1	97.77
17.0 /5	397.36	3.8 /1	93.90
16.0 /2	514.97	3.7 /1	90.03
15.0 /3	423.75	3.6 /1	86.17
14.0 /2	437.27	3.5 /1	82.31
14.0 /4	333.16	3.4 /1	78.45
12.0 /2	359.63	3.3 /1	74.58
10.5 /3	249.55	3.2 /1	70.73
10.0 /2	282.04	3.1 /1	66.85

1.2 指示功数学模型

根据上述研究得到多组工况下活塞机的指示功数值,建立指示功拟合公式。已知基于工程热力学推导出活塞机指示功 W 的理论计算公式为:

$$W = V_c (A p_c - B p_e) \tag{4}$$

式中: V_c 为活塞机气缸容积; A 、 B 为通过活塞机的配气参数、余隙容积比、压降系数所计算出的两个常数; p_c 为活塞机进气点压强; p_e 为活塞机排气点压强。可以看出指示功主要和活塞发动机的进气点压强和排气点压强有关,所以设指示功的表达形式为:

$$W = a_1 p_c + a_2 p_e + a_3 \tag{5}$$

式中: a_1 、 a_2 、 a_3 为待拟定的系数。

根据上述求出的不同工况下的指示功数值,用表达式拟合处理得出该活塞机指示功拟合公式为:

$$W = 3.885 \times 10^{-5} p_c - 5.257 \times 10^{-5} p_e - 1.197 \tag{6}$$

拟合平面和拟合绝对误差如图 11 和图 12 所示。

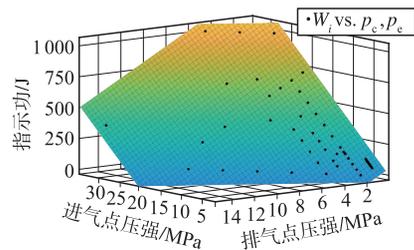


图 11 指示功关于进/排气点压强的拟合平面

部分数值仿真和指示功拟合公式求解结果对比见表 5,采用拟合公式获得的指示功数值,在进排气压比大于 3.5 时相对误差均小于 0.2%,平均相对误差为 0.06%。但随着进排气压比减小,误差会逐步增大,压比达到 1.5 时误差达到 9.5%以上,这是

因为活塞机发生了过膨胀现象。

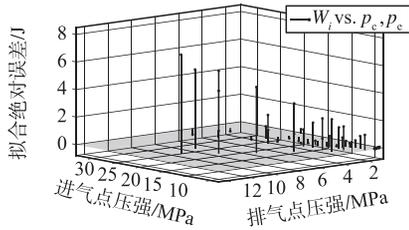


图 12 指示功关于进/排气点压强的拟合点相对误差
表 5 不同工况下 CFD 仿真和拟合计算指示功的对比

(进气压强/ MPa)/(排气 压强/MPa)	进排气 压比	CFD 仿真 指示功/J	拟合算 指示功/J	相对 误差/%
20.0/2.0	10.0	670.47	670.66	0.03
18.0/2.0	9.0	592.70	592.96	0.04
16.0/2.0	8.0	514.97	515.26	0.06
14.0/2.0	7.0	437.27	437.56	0.07
20.0/4.0	5.0	565.44	565.52	-0.16
8.0/2.0	4.0	204.85	204.46	-0.19
3.8/1.0	3.8	93.87	93.98	0.11
3.5/1.0	3.5	82.31	82.31	-0.12
3.2/1.0	3.2	70.73	70.55	-0.25
7.5/2.5	3.0	159.47	158.75	-0.45
20.0/8.0	2.5	359.21	355.24	-1.10
8.0/4.0	2.0	101.58	99.32	-2.22
6.0/4.0	1.5	23.94	21.62	-9.68

过膨胀现象主要是因为进气压强和排气压强之间的差距过小。导致活塞机在膨胀阶段,缸内压强低于排气压强,发生缸内回流现象。图 13 所示为活塞机刚进入排气阶段时的压强云图和流线,可以看出此时的气缸内压强要低于排气槽的压强,排气槽会向气缸内进气。导致在活塞机压缩阶段末尾,压强会继续升高超出进气压强,进而导致拟合公式的误差。出现过膨胀现象时的 p - V 示功图,如图 14 所示。

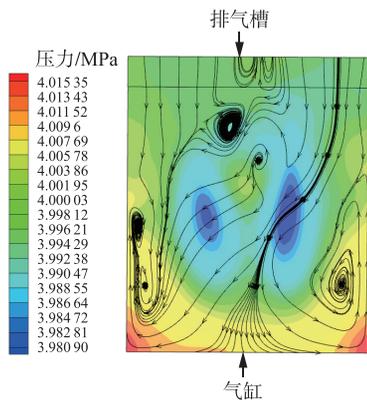


图 13 膨胀现象时气缸的压强云图

仿真计算多组工况进行对比,如表 6 所示。可

以看出过膨胀现象的发生和活塞机的进排气压比有关。定义峰值压强超过近期压强的百分比为过膨胀程度,发现进排气压强越小,过膨胀的程度越严重。进排气压强比越小,过膨胀的程度越严重。相同进排气压比下,过膨胀程度大致相同,如图 15~17 所示。发现所使用的模型在进排气压比小于 3.5 的情况下过膨胀程度小于 3%。针对进排气压比小于 3.5 的工况指示功数据拟合进行修正。

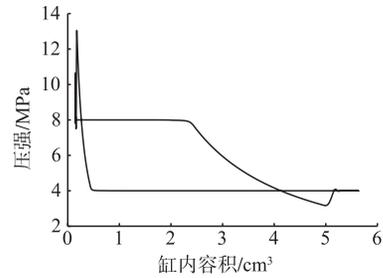


图 14 过膨胀工况时 P - V 示功图

表 6 不同进排气压比下过膨胀程度对比

(进气压强/ MPa)/(排气 压强/MPa)	进排气 压比	峰值压强/ MPa	过膨胀程度 (峰值压强/ 进气压强)/%
8 / 4	2.0	13.05	163.12
4 / 2	2.0	6.64	166.00
10 / 4	2.5	13.06	130.60
5 / 2	2.5	6.61	132.20
12 / 4	3.0	13.09	109.08
6 / 2	3.0	6.65	110.83
14 / 4	3.5	14.35	102.50
7 / 2	3.5	7.15	102.14

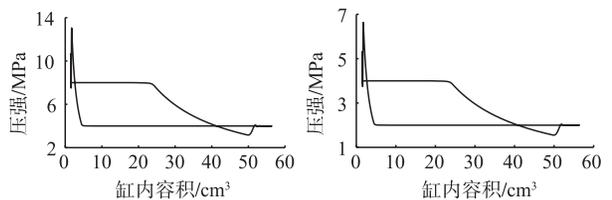


图 15 进排气压强比为 2 的 p - V 示功图

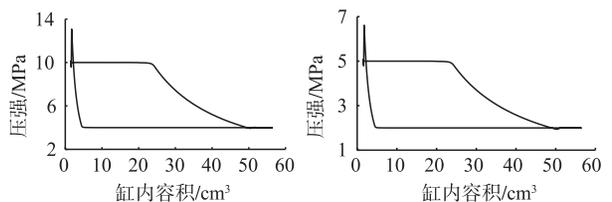


图 16 进排气压强比为 2.5 的 p - V 示功图

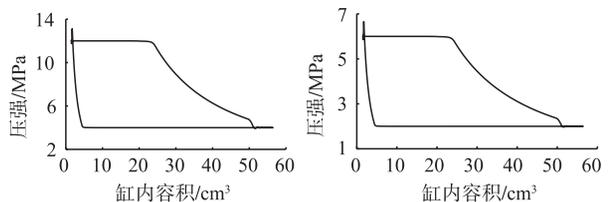


图 17 进排气压强比为 3 的 p - V 示功图

设过膨胀工况时指示功的表达形式为:

$$W = b_1 p_c + b_2 p_e + b_3 \quad (7)$$

式中: b_1 、 b_2 、 b_3 为待拟定的系数。

对进排气压强比大于 3.5 的指示功工况数值进行拟合,得到在发生过膨胀现象时,活塞机指示功拟合公式为:

$$W = 3.868 \times 10^{-5} p_c - 5.167 \times 10^{-5} p_e - 1.452 \quad (8)$$

拟合平面和拟合绝对误差如图 18 和图 19 所示。

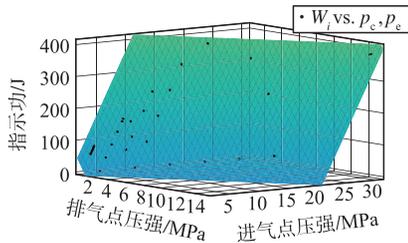


图 18 过膨胀工况下指示功关于进/排气点压强的拟合平面

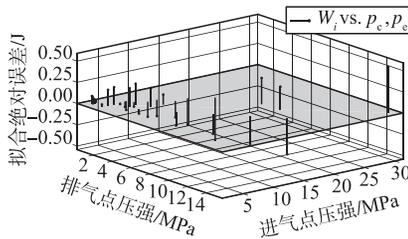


图 19 过膨胀下指示功关于进/排气点压强的拟合点相对误差

部分数值仿真和指示功拟合公式求解结果对比如表 7 所示。

表 7 过膨胀工况下 CFD 仿真和拟合计算指示功的对比

(进气压强/MPa)/(排气压强/MPa)	进排气 压比	CFD 仿真 指示功/J	拟合计算 指示功/J	相对 误差/%
3.5 / 1.0	3.5	82.31	82.26	-0.06
3.2 / 1.0	3.2	70.73	70.65	-0.11
7.5 / 2.5	3.0	159.47	159.47	0.00
9.0 / 3.0	3.0	191.54	191.66	0.06
5.0 / 8.0	2.0	88.84	88.61	-0.26
20.0 / 8.0	2.5	359.21	358.79	-0.12
8.0 / 4.0	2.0	101.58	101.31	-0.27
20.0 / 10.0	2.0	255.85	255.45	-0.16
6.0 / 4.0	1.5	23.94	23.95	0.03
9.0 / 6.0	1.5	36.55	36.65	0.27

拟合出的指示功误差平均相对误差为 0.16%, 其中最大相对误差为 0.27%。相比于之前所得的拟合公式,误差大幅减少。

综上所述可以得到该活塞机指示功拟合公式为:

$$\text{当 } \frac{p_c}{p_e} < 3.5 \text{ 时,}$$

$$W = 3.868 \times 10^{-5} p_c - 5.167 \times 10^{-5} p_e - 1.452 \quad (9)$$

$$\text{当 } \frac{p_c}{p_e} \geq 3.5 \text{ 时,}$$

$$W = 3.885 \times 10^{-5} p_c - 5.257 \times 10^{-5} p_e - 1.197 \quad (10)$$

整体活塞机指示功拟合公式平均相对误差 0.08%, 最大的相对误差为 0.27%, 满足精度要求。

将该拟合公式代入到式(2)中,即可得到水下活塞发动机动力系统模型。

2 仿真分析与验证

基于上述水下活塞机动力系统模型使用滑模变结构控制方案^[14]进行控制律设计,并基于该数学模型设计闭环控制仿真程序,和半物理仿真试验进行对比,验证该模型的准确性。

控制系统进行如下变化。首先保证系统在 5 m 恒深、1 500 r/min 恒速下保持稳定。然后在 5 s 时进行变速过程,水下航行器从 1 500 r/min 增加到 2 000 r/min;在 20~40 s 之间完成 5~350 m 航深的恒速下潜过程;在 60~80 s 之前完成 350~10 m 航深的恒速上爬过程;最后在 90 s 时完成 2 000 r/min 到 1 500 r/min 的降速过程,如表 8 所示。

表 8 试验过程系统状态

时段/s	速度/(r/min)	航深/m	状态
0~5	1 500	5	恒速恒深
5~11	1 500~2 500	5	恒深变速
11~20	2 500	5	恒速恒深
20~40	2 500	5~350	恒速变深
40~60	2 500	350	恒速恒深
60~80	2 500	350~10	恒速变深
80~90	2 500	10	恒速恒深
90~96	2 500~1 500	10	恒深变速
96~110	1 500	10	恒速恒深

使用半物理仿真试验数据逆推出此水下活塞发动机的压降系数约为 0.95。分别将指示功理论公式和拟合公式代入模型的仿真程序中和半物理仿真试验进行对比,如图 20、21 所示。

基于拟合公式建立的模型为新模型,基于理论公式建立的模型为旧模型。2 个模型的程序和半物理仿真试验相比,误差主要体现在燃烧室压强变化曲线上。在航深较小时,两者曲线相似。而到了大

航深阶段,因旧模型未考虑到过膨胀现象的影响,误差逐渐增加。两者和半物理仿真试验误差最大出均在73.5 s时的恒速上爬阶段。新模型的最大误差为5.28%,而旧模型的最大误差为9.71%。而在其余阶段新模型的误差均控制在1.2%以内,而旧模型的误差则在5%左右。

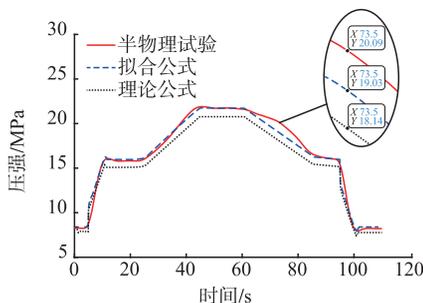


图20 燃烧室压强变化曲线对比

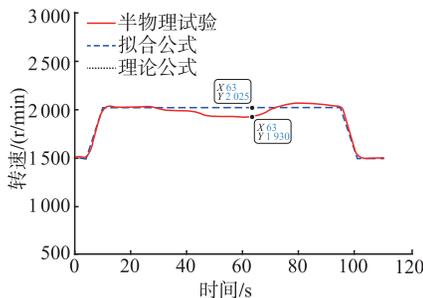


图21 发动机转速变化曲线对比

新旧模型并不影响转速变化曲线,两者的变化曲线完全一致。和半物理仿真试验的误差主要发生在恒速上爬和恒速下潜阶段,仿真程序中转速在变深阶段虽然也会发生0.6%的变化,但变化幅度较小且迅速恢复。在这两个阶段程序仿真与半物理仿真试验之间误差最大为3.65%,其余阶段的误差均小于0.5%。

3 结语

本文基于数值仿真方法研究水下活塞发动机做功过程,探讨了水下活塞发动机的过膨胀现象。研究发现,过膨胀现象的发生和进排气压强比有关,过膨胀的程度随着进排气压比的降低而增加,相同压比下的过膨胀程度大致相同。根据数值仿真结果建立了考虑过膨胀现象的活塞机指示功拟合公式。将指示功拟合公式代入到水下活塞发动机动力系统模型,使用该模型设计水下活塞机动力系统变速变深过程仿真程序。程序仿真结果和半物理仿真试验平台所得到的数据进行对比。

对比显示,基于指示功拟合公式所建立的模型仿真结果与半物理仿真试验结果最大相对误差为

5.28%。说明使用数值仿真和理论推导相结合的方法所建立的水下活塞发动机动力系统模型具有较高精度。相比传统基于理论公式建立模型有着精度高,无需试验的优势。

参考文献

- [1] 史小锋,党建军,梁跃,等.水下攻防武器能源动力技术发展现状及趋势[J].水下无人系统学报,2021,29(6):634-647.
- [2] 马为峰,李鑫,韩新波,等.基于鱼雷热动力系统全工作过程联合仿真预测设计方法[J].水下无人系统学报,2021,29(2):224-229.
- [3] 夏君,查志斌,徐德民.水下推进器热动力系统启动过程仿真数学模型[J].船舶工程,1999(3):53-56.
- [4] 罗凯,党建军,王育才.基于压力阀的水下热动力系统闭环控制研究[J].机床与液压,2004(6):71-72.
- [5] 李代金,张宇文,罗凯,等.水下热动力推进系统的无级变速控制研究[J].西北工业大学学报,2009,27(2):195-198.
- [6] 李代金,罗凯,张宇文,等.水下热动力推进系统无级变速半物理仿真试验台研究[J].系统仿真学报,2009,21(13):4194-4197.
- [7] 李代金,党建军,张进军.鱼雷热动力技术[M].西安:西北工业大学出版社,2015:129-0153.
- [8] 罗凯,党建军,王育才.水下热动力推进系统自动控制[M].西安:西北工业大学出版社,2005:99-104.
- [9] SHEN Z, WANG X, ZHAO H, et al. Numerical Investigation of Natural Gas-Diesel Dual-Fuel Engine with Different Piston Geometries and Radial Clearances [J]. Energy, 2021, 220: 119706.
- [10] RAGHAVENDRA H, RAJU P S, REDDY H K. Effect of Geometric and Operational Parameters on the Performance of a Beta-Type Stirling Engine: A Numerical Study [J]. Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering, 2020, 46:1-13.
- [11] SHU J. Numerical Investigation on the Effects of Valve Timing on In-cylinder Flow Combustion and Emission Performance of a Diesel Ignition Natural Gas Engine Through Computational Fluid Dynamics[J]. Energy Conversion and Management, 2019,198: 111786.
- [12] MENON P, MITTAL M. Engine Modeling and Simulation[M]. Singapore: Springer, 2022:89-143.
- [13] 刘训谦.鱼雷推进剂及供应系统[M].西安:西北工业大学出版社,1991:53-57.
- [14] SLOTINE J E, LI W P. Applied Nonlinear Control [M]. Beijing: Machine Industry Press,1992:11-51.

(编辑:姚树峰)