

低浓度煤矿瓦斯梯级发电系统模型

王蒲伟¹, 张治仓², 刘 乐¹, 吴 迅², 卢阳鑫², 周云端¹

(1. 航天推进技术研究院, 西安 710100; 2. 陕西新泰能源有限公司, 陕西 咸阳 712000)

摘要:为了系统性地研究煤矿低浓度瓦斯发电及其余热回收利用技术的热力学性能,提高能源回收效率,通过对“煤矿抽采瓦斯梯级发电系统”进行研究,采用理论分析的方法,分别建立了瓦斯内燃机、余热锅炉、背压式汽轮机、ORC 发电机组等主要设备及其他附属设备的热力学模型,并将其进行整合,联立方程组,通过顺序计算及迭代计算,给出“煤矿抽采瓦斯梯级发电系统”的最终计算结果。结果表明,瓦斯气所含化学能中,有 22.3% 直接由瓦斯内燃机转化为电能,余热利用系统可回收 2.42% 的电能,总发电热效率达到 24.72%,增加 10.85%,但瓦斯发电系统总体热效率仍然较低,有待进一步提高。本文所建立的理论计算模型可以清晰地表明现有瓦斯内燃发电系统的能量利用效率水平,以及所采用的余热利用系统对能量回收程度,该模型是对瓦斯发电及其余热利用系统所建立的完整的指标评价模型,对瓦斯发电及余热回收系统的优化和完善具有较强的指导意义。

关键词:瓦斯发电;余热利用;计算模型;汽轮机;有机朗肯循环

中图分类号:TK121 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-1807(2021)01-0279-07

1 概述

煤矿瓦斯又称煤层瓦斯(gas of coal seam)、煤层气,是从煤和围岩中逸出的甲烷、二氧化碳和氮等组成的混合气体。瓦斯是煤矿生产中的有害因素,它不仅污染空气,而且当空气中瓦斯含量为 5%~16% 时,遇火会引起爆炸,造成事故。1 m³ 纯煤层气的热值相当于 1.13 kg 汽油、1.21 kg 标准煤,其热值与天然气相当,可以与天然气混输混用^[1],是很好的工业、化工、发电和居民生活燃料。

含甲烷 90% 以上的高浓度瓦斯相当于常规天然气,其利用技术与常规天然气的利用一样。含甲烷 30%~90% 的高浓度瓦斯主要由甲烷和空气组成,其利用技术主要有:以直接燃烧利用而形成的发电、民用和工业燃料技术,以及以提纯甲烷而形成的高浓度瓦斯制取管道输送天然气、CNG 和 LNG 的加工技术^[2],这两个浓度区间的煤矿瓦斯均能得到较好的利用;而中国煤矿中,60% 以上的瓦斯是低浓度瓦斯(含甲烷浓度小于 30%)^[3],包含了甲烷的爆炸浓度范围 5%~16%。

1.1 研究背景

目前的低浓度瓦斯利用技术主要是发电:第一种是利用锅炉燃烧瓦斯气体产生蒸汽推动汽轮机做功带动发电机发电,第二种是燃气轮机+蒸汽轮机发电,第三种是利用燃气内燃机发电。中国煤矿大多采用燃气

内燃机发电配套余热锅炉实现资源有效利用^[3]。

对于低浓度瓦斯内燃发电机组,瓦斯产生的能量只有约 30%~35% 被转化为电能,约有 30%~35% 随高温尾气排出,约 20%~25% 被发动机自身冷却系统带走,约 10% 以机身散热和阻力等形式损耗。瓦斯发电机组产生的尾气主要成分是二氧化碳,温度在 550 ℃ 左右,通常情况下,每台机组(500 kW)产生的尾气约 2 130 Nm³/h 以上^[4-5]。因此对这部分热量的利用也具有较大的经济效益。

1.2 研究现状

中国煤矿企业对煤矿抽采低浓度瓦斯的发电工程应用已有二十多年的历史,北到东三省,中到河南、安徽、江西,南到重庆、贵州,共有 70 多个发电站在 13 个产煤省、市使用,日发电量达到 350 万千瓦时^[3]。

中国有多家煤矿企业及研究机构对于低浓度瓦斯发电技术进行过相关的研究工作:西山煤电集团发电分公司的武青梅对煤矿低浓度瓦斯发电的相关技术进行了综述性研究,说明了各种低浓度瓦斯发电方式的技术特点^[6];山西晋中能源的邱国良等研究了低浓度瓦斯的发电方式,比较了不同装机容量经济型,并说明了瓦斯发电厂输送系统及安全措施^[7];山西焦煤西山煤电马兰矿的闫俊杰研究了瓦斯发电的瓦斯浓度预处理以及应用于低

收稿日期:2020-09-14

作者简介:王蒲伟(1986—),男,陕西蒲城人,航天推进技术研究院,高级工程师,硕士研究生,研究方向:能源动力装备系统。

浓度瓦斯发电的燃机工作原理^[8]；淮南矿业集团的张皖生等对瓦斯发电的概念、途径进行了研究，列举了燃气轮机、燃气发动机、微型涡轮机、燃料电池 4 种瓦斯发电的主要设备形式，并说明了瓦斯发电相比燃煤发电的优势及其自身的制约因素，是较为全面的综合性研究^[9]；中国矿业大学的孙虎对瓦斯发电系统进行了模块建模和仿真研究工作，主要围绕以瓦斯为燃料的微型燃气轮机发电系统开展研究工作，采用模块化的方法对各个部件进行建模，从控制角度对微燃机进行相关研究^[10]。

但同时，对低浓度抽采瓦斯发电系统的能量利用环节所开展的研究工作则存在明显不足。将瓦斯发电及其余热综合利用系统作为整体开展研究工作的尚无先例，对系统各个环节的能量利用程度没有统一的理论评价体系，研究工作分散、凌乱。

1.3 研究内容

在航天推进技术研究院与陕西新泰能源有限

公司联合建设的《煤矿抽采瓦斯梯级发电系统研究项目》的基础上，通过研究瓦斯发电机组、余热锅炉、背压式汽轮机、ORC 机组等设备的工作特性，建立了“煤矿抽采瓦斯梯级发电系统”的数学参数模型，并利用模型对发电系统进行了计算，得到目前余热利用系统的能量利用水平。该模型使煤矿抽采瓦斯发电系统不再是相互独立的关系，而进一步成为有机整体，为后续的系统优化、技术升级提供理论依据。

2 系统配置方案

陕西新泰能源有限公司利用彬长集团大佛寺矿抽采瓦斯先后安装一期和二期共 36 台瓦斯内燃发电机组，总装机容量 2.04 万 kW^[11]。2017 年，在原有瓦斯内燃发电机项目的基础上，利用其中 6 台内燃发电机所产生的烟气余热，开展煤矿抽采瓦斯梯级发电系统的研究。系统配置方案如图 1 所示。

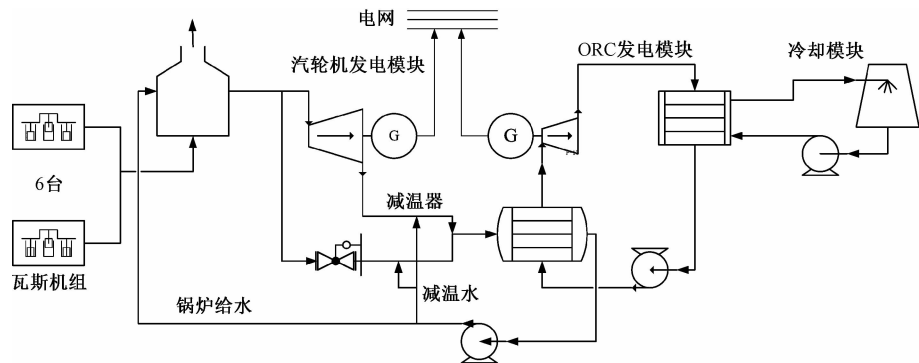


图 1 煤矿抽采瓦斯梯级发电系统配置方案

抽采瓦斯经过与空气配比后进入瓦斯内燃发电机燃烧发电，燃烧之后排除的烟气(温度 550℃)进入余热锅炉，在余热锅炉中与除盐水换热，产生 2.45 MPa, 400℃ 的过热蒸汽，过热蒸汽驱动背压式汽轮机发电，排汽送入一台 ORC 发电机组蒸发器，与蒸发器内的有机工质换热后冷凝为凝结水，再由给水泵送回锅炉。

由于背压式汽轮机的排汽温度变化范围较大^[12]，因此在背压式汽轮机和 ORC 机组之间需增加温度调节装置，满足 ORC 机组对进汽温度的限制。

ORC 是有机朗肯循环(organic rankine cycle)的简称，其以低沸点有机工质制冷剂作为工作介质，采用朗肯循环发电方式，由蒸发器、透平膨胀发电机、冷凝器、工质泵 4 部分组成，如图 2 所示。工质在蒸发器内吸收蒸汽的热量，蒸发为过热汽态工质，驱动透平膨胀发电机发电，排汽进入冷凝器与冷却循环水换

热后凝结为液态工质，再由工质泵送回蒸发器。

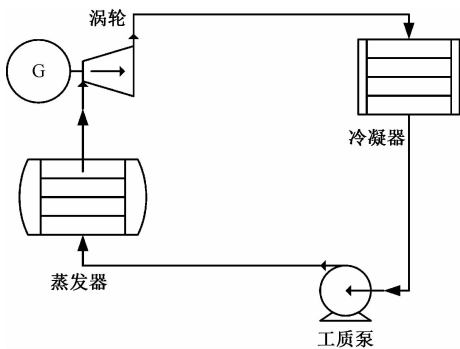


图 2 有机朗肯循环(ORC)发电系统原理图

3 系统热力性能研究

系统方案采用瓦斯内燃机、余热锅炉、背压汽轮机、ORC 机组的联合循环发电方案，在本章内容中研究余热利用系统循环回路内关键设备的工作

特性以及各个设备之间的相互影响关系。建立数学模型,并计算设计工况下的系统性能。

3.1 系统关键设备性能计算分析

系统关键设备的性能分析是从理论上建立设备的工作参数关系,即参数方程组,通过数学参数对每个设备的输入、输出以及过程参数进行描述,并建立起参数之间的关系方程组。在数学建模过程中,关注设备运行的核心性能参数,暂时忽略其他非核心、对设备性能不会产生质的影响的参数,研究结果不会产生较大的误差。这也是工程研究中常用的手段。

3.1.1 瓦斯内燃发电机组

瓦斯内燃发电机作为直接利用瓦斯化学能进行发电的设备,其燃烧效率直接决定了对瓦斯气化学能的利用程度,也是最直接影响系统发电效率的核心设备,瓦斯发电机能量平衡方程:

$$Q = W_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$$

式中, Q 为瓦斯气总化学能; W_1 为瓦斯机组发电量; Q_2 为排烟带走热量,一般占总热量的 30%; Q_3 为缸套水带走热量; Q_4 为其他形式散热。

瓦斯机组发电热效率为

$$\eta_n = \frac{W_1}{Q} = 1 - \frac{Q_2 + Q_3 + Q_4}{Q}$$

式中, η_n 为瓦斯发电机热效率。

$$Q = qv$$

$$v = \sigma_{CH_4} V_{ws}$$

式中, q 为甲烷低位发热量, 35.906 MJ/m³; v 为甲烷体积流量; σ_{CH_4} 为瓦斯气内甲烷体积分数, 0.09; V_{ws} 为瓦斯气体积流量, 3 000 Nm³/h, 单台。

3.1.2 余热锅炉

余热锅炉本质上是一台烟气—蒸汽换热器,其功能是将烟气所携带的热量交换至锅炉给水,从而产生要求参数的过热蒸汽。余热锅炉的热量输入是瓦斯内燃机的排烟余热 Q_2 , 余热锅炉能量平衡方程为

$$(Q_2 - Q_{py})\eta_g = Q_{gr} - Q_{gs}$$

$$C_{yq}(t_{yq} - t_{py})V_{yq}\eta_g = (h_{gr} - h_{gs})m_q$$

式中, η_g 为余热锅炉换热效率, 0.95; Q_{py} 为排烟热损失; Q_{gr} 为过热蒸汽热量; Q_{gs} 为锅炉给水热量; t_{yq} 为烟气温度, 550 °C; t_{py} 为排烟温度, 110 °C; C_{yq} 为烟气体积热容, 1.358 kJ/m³·K; V_{yq} 为烟气体积流量(CH₄+2O₂=CO₂+2H₂O), 烟气体积流量不变, 3 000 Nm³/h; h_{gr} 为过热蒸汽比焓, 3 240.8 kJ/kg (2.45 MPa, 400 °C); h_{gs} 为锅炉给水比焓, 437.72 kJ/kg (2.45 MPa, 104 °C); m_q 为蒸汽流量。

3.1.3 背压式汽轮机

背压式汽轮机利用蒸汽显热进行发电,发电量由蒸汽流量、蒸汽焓降、等熵效率三个因素决定。

$$W_q = m_q(h_{gr} - h_{pq}) \times \eta_{jx} = (Q_{gr} - Q_{pq})\eta_{jx}$$

式中, W_q 为汽轮机功率; h_{pq} 为排汽比焓; Q_{pq} 为排汽带走热量; η_{jx} 为汽机机械效率, 0.85。

$$s_{gr} = S(t_{gr}, p_{gr}) = S(400, 2.45) = 7.027; \\ s_{pqs} = s_{gr} = 7.027; p_{pq} = 0.3; h_{pqs} = H(p_{pq}, s_{pqs}) = \\ H(0.3, 7.027) = 2739.42 \text{ kJ/kg}; h_{pq} = h_{gr} - (h_{gr} - h_{pqs})\eta_s = 3240.8 - (3240.8 - 2739.42) \times 0.6 = 2939.97 \text{ kJ/kg}.$$

式中, s_{gr} 为过热蒸汽比焓; s_{pqs} 为汽机排汽定熵点比焓; p_{pq} 为排汽压力; h_{pqs} 为排汽定熵点比焓; η_s 为汽机等熵效率, 0.6。

$$t_{pq} = T(p_{pq}, h_{pq}) = T(0.3, 2939.97) = 236.24 \text{ °C}.$$

3.1.4 减温器

汽轮机的排汽温度会因为汽轮机的工况变化、主蒸汽参数变化等因素造成温度变化,尤其是背压式汽轮机,变化尤为明显^[12],若汽轮机排汽温度较高,则不适于直接进入 ORC 机组,因此需增设减温设备,将蒸汽温度降至 150 °C,减温水采用锅炉给水,减温设备能量方程为

$$h_{yjq} = H(p_{pq}, t_{yjq}) = H(0.3, 150) = 2761.18 \text{ kJ/kg}; m_q(h_{pq} - h_{yjq}) = m_{jw}(h_{yjq} - h_{gs}); m_{yjq} = m_q + m_{jw}.$$

式中, t_{yjq} 为 ORC 机组进口蒸汽温度; h_{yjq} 为 ORC 机组进口蒸汽比焓; m_{jw} 为减温水流量; m_{yjq} 为 ORC 机组进口蒸汽流量。

3.1.5 ORC 机组

ORC 机组的进汽等于背压式汽轮机排汽加减温水,所以进入 ORC 机组的热量为 Q_{pq} , ORC 机组发电量取决于输入热量、机组热效率两个参数,机组热效率又与机组的工作状态有关,因此 ORC 机组的工况是与热源参数相对应的。

ORC 机组的朗肯循环过程本质上与水蒸汽朗肯循环过程一致,因此其热效率取决于蒸发器内工质蒸发参数和冷凝器内的工质冷凝参数。

1) 蒸发器内能量平衡方程为

$$m_{yjq}(h_{yjq} - h_{nj})\eta_e = m_{yj}(h_{ec} - h_{ej})$$

式中, h_{nj} 为凝结水比焓, 230.48 kJ/kg (0.3 MPa, 55 °C); η_e 为蒸发器换热效率, 0.98; m_{yj} 为有机工质流量; h_{ec} 为蒸发器出口工质比焓; h_{ej} 为蒸发器入口工质比焓。

$$h_{ec} = H(p_{ec}, t_{ec})$$

$$h_{ej} = H(p_{ej}, t_{ej})$$

式中, p_{ec} 为蒸发器出口工质压力; p_{ej} 为蒸发器入口工质压力; t_{ec} 为蒸发器出口工质温度; t_{ej} 为蒸发器工质入口温度(由于工质泵内工质温升很小, 因此取泵入口温度 33 °C)。

$$p_{ec} = p_{ej}$$

$$k_e A_e \Delta T_e = m_{yjq} (h_{yjq} - h_{nj}) \eta_e$$

$$\Delta T_e = \frac{(t_{yjq} - t_{ec}) - (t_{nj} - t_{ej})}{\ln \frac{t_{yjq} - t_{ec}}{t_{nj} - t_{ej}}}$$

式中, k_e 为蒸发器换热系数, 3 891 W/m²·K; A_e 为蒸发器换热面积, 200 m²; ΔT_e 为蒸发器换热温差; t_{ec} 为蒸发器出口工质温度; t_{nj} 为凝结水温度, 55 °C; $p_{ec} = P_{vap}(t_{ec} - t_{ygr})$ 。

式中, p_{ec} 为蒸发器出口工质压力; t_{ygr} 为蒸发器出口工质过热度, 5 °C。

2) 涡轮出口参数确定:

$$s_{ec} = S(t_{ec}, p_{ec})$$

$$s_{cjs} = s_{ec}$$

$$p_{cj} = p_{cc} = 0.234 \text{ MPa}$$

$$h_{cjs} = H(p_{cj}, s_{cjs})$$

$$h_{cj} = h_{ec} - (h_{ec} - h_{cjs}) \eta_{ys}$$

式中, s_{ec} 为有机工质过热蒸汽比熵; s_{cjs} 为涡轮排汽定熵点比熵; p_{cj} 为涡轮排汽压力; h_{cjs} 为涡轮排汽定熵点比焓; h_{cj} 为涡轮排汽比焓; η_{ys} 为涡轮定熵效率, 0.81。

3) 冷凝器内能量平衡方程为

$$c_s m_s (t_{hs} - t_{gs}) = m_{yj} (h_{cj} - h_{cc}) \eta_c$$

式中, h_{cj} 为冷凝器进口工质比焓; h_{cc} 为冷凝器出口工质比焓; η_c 为冷凝器换热效率, 0.98; m_s 为冷却循环水流量, 300 t/h; t_{gs} 为冷却水供水温度, 25 °C; t_{hs} 为冷却水回水温度。

4) 冷凝器出口工质参数为

$$t_{cc} = t_{gs} + \delta_c = 25 + 8 = 33 \text{ °C}$$

$$p_{cc} = P_{vap}(t_{cc} + t_{gl}) = P_{vap}(33 + 5) = 0.234 \text{ MPa}$$

$$h_{cc} = H_{yj}(t_{cc}, p_{cc}) = H_{yj}(33, 0.234) = 243.13 \text{ kJ/kg}$$

式中, t_{cc} 为冷凝器出口工质温度; p_{cc} 为冷凝器出口工质压力; h_{cc} 为冷凝器出口工质比焓; δ_c 为冷凝器换热端差, 8 °C; t_{gl} 为冷凝器出口过冷度, 5 °C。

5) ORC 机组发电功率为

$$W_{yj} = (h_{ec} - h_{cj}) m_{yj} \eta_{yt}$$

式中, W_{yj} 为 ORC 机组发电功率; η_{yt} 为齿轮箱、发电机综合效率, 0.9。

3.2 系统整体性能分析

对系统整体能的分析必须以部件工作特性作为依据, 进一步将各个部件之间的工作关系联系起来, 最终得出系统工作性能。

将 3.1 节各个部件特性方程进行联立:

$$v = \sigma_{CH_4} V_{ws} \quad (1)$$

$$Q = qv \quad (2)$$

$$\eta_n = \frac{W_1}{Q} \quad (3)$$

$$C_{yq}(t_{yq} - t_{py}) V_{yq} \eta_g = (h_{gr} - h_{gs}) m_q \quad (4)$$

$$W_q = m_q (h_{gr} - h_{pq}) \eta_x \quad (5)$$

$$m_q (h_{pq} h_{yjq}) = m_{jw} (h_{yjq} - h_{gs}) \quad (6)$$

$$m_{yjq} = m_q + m_{jw} \quad (7)$$

$$m_{yjq} (h_{yjq} - h_{nj}) \eta_e = m_{yj} (h_{ec} - h_{ej}) \quad (8)$$

$$h_{ec} = H(p_{ec}, t_{ec}) \quad (9)$$

$$h_{ej} = H(p_{ej}, t_{ej}) \quad (10)$$

$$p_{ec} = p_{ej} \quad (11)$$

$$k_e A_e \Delta T_e = m_{yjq} (h_{yjq} - h_{nj}) \eta_e \quad (12)$$

$$\Delta T_e = \frac{(t_{yjq} - t_{ec}) - (t_{nj} - t_{ej})}{\ln \frac{t_{yjq} - t_{ec}}{t_{nj} - t_{ej}}} \quad (13)$$

$$s_{ec} = S(t_{ec}, p_{ec}) \quad (14)$$

$$s_{cjs} = s_{ec} \quad (15)$$

$$p_{cj} = p_{cc} = 0.234 \text{ MPa} \quad (16)$$

$$h_{cjs} = H(p_{cj}, s_{cjs}) \quad (17)$$

$$h_{cj} = h_{ec} - (h_{ec} - h_{cjs}) \eta_{ys} \quad (18)$$

$$c_s m_s (t_{gs} - t_{hs}) = m_{yj} (h_{cj} - h_{cc}) \eta_c \quad (19)$$

$$W_{yj} = (h_{ec} - h_{cj}) m_{yj} \eta_{yt} \quad (20)$$

按此方程组, 在输入不同瓦斯气量时, 会得到一组不同的解, 因此通过该方程组即可描述瓦斯发电机组烟气余热综合利用项目的工作状态, 是对实际工作状态较为真实的模拟。同时, 由于每个设备在工作过程中, 影响因素非常多, 无法完全利用数学公式进行表达, 因此本项目所建立参数关系模型是在对其他非核心参数进行简化后所得到的, 但模型对系统性能的描述并不会产生较大的误差, 这也符合物理研究的一贯规律。

3.3 性能计算

3.3.1 系统工作计算过程

按照上节内容所建立的系统工作性能方程组, 带入系统设计的额定输入参数进行计算(每台瓦斯发电机组进气量 3 000 Nm³/h, 瓦斯浓度 9%, 余热锅炉进口烟气温度 550 °C, 出口烟温 110 °C, 烟气比热 1.088 kJ/kg·K, 给水温度 104 °C, 产生过热蒸汽 2.45 MPa, 400 °C, 蒸汽量约 3.67 t/h, 锅炉热效率 97%), 计算过程如表 1 所示。

表 1 计算过程

$v=0.09\times3000\times6=1620\text{ Nm}^3/\text{h}$	$v=1620\text{ Nm}^3/\text{h}$
$Q=35.906\times1000\times1620/3600=16158\text{ kJ/s}$	$Q=16158\text{ kJ/s}$
$\eta_p=\frac{600\times6}{16158}\times100\%$	$\eta_p=22.3\%$
$1.358\times(550-110)\times3000\times6\times0.95/3600=(3240.8-437.72)m_q$	$m_q=1.02\text{ kg/s}$
$W_q=1.02\times(3240.8-2939.97)\times0.8$	$W_q=145\text{ kW}$
$1.02\times(2939.97-2761.18)=m_{jw}(2761.18-437.72)$	$m_{jw}=0.08\text{ kg/s}$
$m_{yjq}=1.02+0.08$	$m_{yjq}=1.1\text{ kg/s}$
$1.1\times(2761.18-230.48)\times0.98=m_{yj}(h_{ec}-h_{ej})$	迭代计算： $m_{yj}=11.7\text{ kg/s}$ $t_{ec}=97.637\text{ }^\circ\text{C}$ $p_{ec}=1.07\text{ MPa}$ $\Delta T_e=35.01\text{ }^\circ\text{C}$ $h_{ec}=476.21\text{ kJ/kg}$ $h_{ej}=243.35\text{ kJ/kg}$
$h_{ec}=H(p_{ec},t_{ec})$	
$h_{ej}=H(p_{ej},33)$	
$p_{ec}=p_{ej}$	
$3891\times200\Delta T_e/1000=1.1\times(2761.18-230.48)\times0.98$	
$\Delta T_e=\frac{(150-t_{ec})-(55-33)}{\ln\frac{150-t_{ec}}{55-33}}$	
$s_{ec}=S(97.637,1.07)$	
$s_{cjs}=s_{ec}$	$s_{ec}=1.8044$
$p_{cj}=p_{ec}=0.234\text{ MPa}$	$s_{cjs}=1.8044$
$h_{cjs}=H(0.234,1.8044)$	$h_{cjs}=447.48\text{ kJ/kg}$
$h_{cj}=476.21-(476.21-447.48)\times0.81$	$h_{cj}=452.94\text{ kJ/kg}$
$4.187\times300\times(t_{hs}-25)/3.6=11.7\times(452.94-243.13)\times0.98$	$t_{hs}=31.9\text{ }^\circ\text{C}$
$W_{yj}=(476.21-452.94)\times11.7\times0.9$	$W_{yj}=245\text{ kW}$

3.3.2 系统工作计算中间结果

对计算结果进行整理,列于表 2—表 4 中。

表 2 热源参数

位置	温度/ $^\circ\text{C}$	压力/MPa	比焓/ ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)	流量/ ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)
主蒸汽	400	2.45	3 240.796	1.02
汽机排汽	315.02	0.35	3 099.104	1.02
减温水	105	3	442.343	0.08
ORC 进口	145.00	0.30	2 750.33	1.1
ORC 出口	58.22	0.280	243.92	1.1

表 3 冷源参数

位置	温度/ $^\circ\text{C}$	压力/MPa	比焓/ ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)	流量/ ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)
进口	25.00	0.213	105.03	79.44
出口	33.00	0.194	138.46	

表 4 ORC 机组热力循环参数

位置	温度/ $^\circ\text{C}$	压力/MPa	比焓/ ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)	流量/ ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)
蒸发器出口	97.64	1.07	476.21	11.7
透平出口	58.93	0.23	452.85	
冷凝器出口	33.00	0.23	243.13	
工质泵出口	33.96	1.07	244.63	

3.3.3 系统工作计算结果

本研究项目利用低浓瓦斯发电厂 6 台发电机组排烟余热进行利用研究,系统性能计算结果如表 5 所示。

表 5 热力性能

系统参数	数值
瓦斯燃烧热量/($\text{kJ}\cdot\text{s}^{-1}$)	16 158
瓦斯发电机发电量(6 台)/kW	3 600
发电发电机发电效率/%	22.3
烟气热量回收量/($\text{kJ}\cdot\text{s}$)	2 838.22
烟气热量回收率/%	17.6
背压式汽轮机发电量/kW	145
ORC 发电量/kW	245
总发电功率/kW	390
余热系统热效率/%	13.74
带余热系统总热效率/%	24.72
发电效率增加/%	10.85

根据计算结果绘制系统工作热平衡图和循环温熵图如图 3 和图 4 所示。

热平衡图(图 3)中标明了项目各个系统之间的参数关系,以及各个设备的设计参数,各系统及各设备间的热力参数互相配合,保证设备的正常运行。

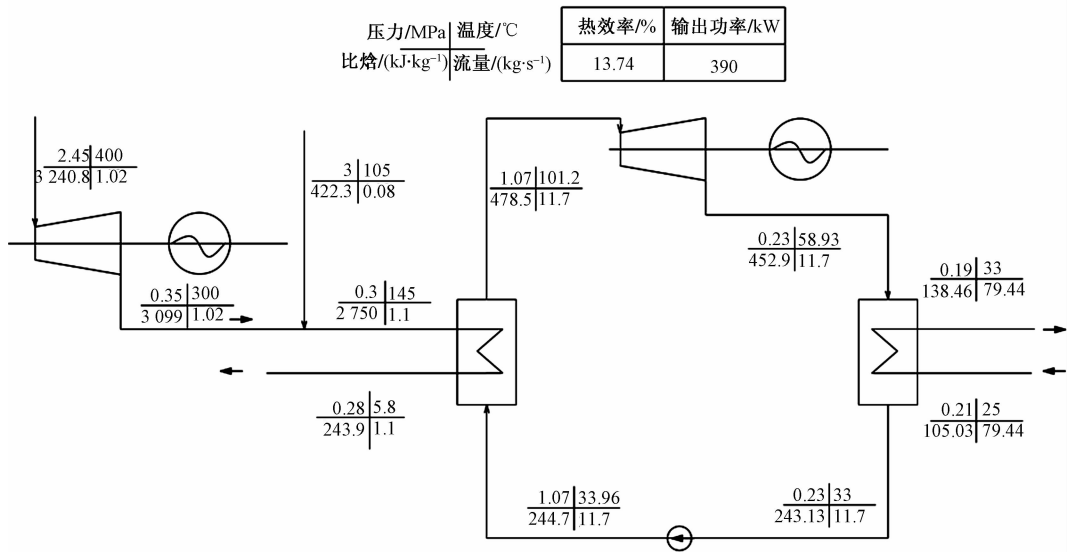


图 3 热平衡图

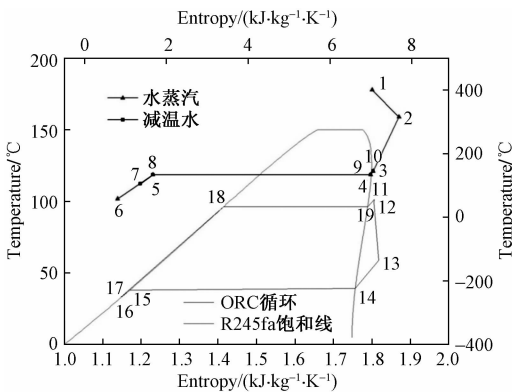


图 4 余热发电系统循环 T-S 图

热力循环温熵图(图 4)中显示了系统各个工作环节在温度—比熵图上的过程。

3.3.4 系统工作性能分析

上文内容的计算结果表明,瓦斯气所含化学能中,有 22.3% 直接由瓦斯内燃机转化为电能,有 17.6% 的热量由烟气余热利用系统进行利用,余热利用系统热效率 13.74%,可回收 2.42% 的化学能,并转化为电能,发电热效率达到 24.72%,增加 10.85%。

4 结论

在现有煤层气发电研究工作的基础上,对煤层气内燃机发电及其余热烟气利用系统从热力学系统角度进行研究,建立了煤矿抽采低浓度瓦斯直接内燃机发电及其余热利用系统较为完整的数学模型,并对现有技术条件下所开展的瓦斯发电研究工作进行技术指标分析,结果表明:

1)现有的瓦斯内燃发电机组发电热效率普遍

偏低,只有 22.3%,其余绝大部分热量由排烟、缸套水以及其他散热形式带走,造成很大的能源浪费,对余热的利用迫在眉睫且意义重大。

2)采用背压式汽轮机和 ORC 发电机组的联合循环梯级余热回收方式,在瓦斯内燃发电机的基础上可以增加 10.85% 的发电量,综合发电效率可达到 24.72%。

3)现有技术条件下,对内燃机组排烟热量所能回收利用的绝对量也仅占瓦斯所含化学能的 17.6%,再加上循环热效率、热损失等因素,所能回收的电能有 2.42%,但总体热效率仍然偏低,仍待进一步提高。

4)除此之外,瓦斯所含化学能有很大部分被缸套冷却水带走,对瓦斯发电余热回收利用的后续研究应将这部分热量和排烟热量作为整体进行研究。

5)通过所建立的理论计算模型对“煤矿抽采瓦斯梯级发电系统”进行分析,可以清晰的表明现有瓦斯内燃发电系统的能量利用效率水平,以及所采用的余热利用系统对能量回收程度,该模型是对瓦斯发电及其余热利用系统所建立的完整的指标评价模型,对瓦斯发电及余热回收系统的优化和完善具有较强的指导意义。

参考文献

[1] 兰祥云,肖露,令狐磊. 瓦斯发电工业的现状与未来[J]. 广东化工,2017,44(5):123—124.
[2] 姚成林. 煤层气梯级利用技术探讨[J]. 矿业安全与环保, 2016,43(4):94—97.
[3] 刘海洋. 黄陵矿业集团低浓度瓦斯发电技术研究[D]. 西安: 西安科技大学,2014.

[4] 杜学工. 低浓度瓦斯发电机组余热回收研究与应用[J]. 山东煤炭科技, 2016(3):193—195.

[5] 齐永建. 煤矿瓦斯发电技术研究[J]. 中国煤层气, 2016, 13(1):42—44.

[6] 武青梅. 煤矿低浓度瓦斯发电技术现状及展望[J]. 能源与节能, 2018(9):48—49.

[7] 邱国良, 霍晓林, 张育磊, 等. 低浓度瓦斯综合利用技术研究[J]. 煤炭与化工, 2016, 39(8):53—55.

[8] 闫俊杰. 煤矿低浓度瓦斯发电技术的应用[J]. 能源技术与管理, 2018, 43(4):140—141.

[9] 张皖生, 唐立朝. 煤矿瓦斯发电现状与前景分析[J]. 中国煤层气, 2005, 2(4):23—26.

[10] 孙虎. 瓦斯发电系统模块建模与仿真研究[D]. 徐州: 中国矿业大学, 2014.

[11] 张治仓, 吴秀英, 梁龙. 大佛寺煤矿低浓度瓦斯发电技术应用浅析[J]. 陕西煤炭, 2016(4):98—100.

[12] 丁耀仁, 李一复. 小型热电背压排汽降温系统的能源效益分析[J]. 合肥工业大学学报, 1996, 19(1):99—104.

Computational Model of Gas Cascade Power Generation System
in Low Concentration Coal Mines

WANG Pu-wei¹, ZHANG Zhi-cang², LIU Le¹, WU Xun², LU Yang-xin², ZHOU Yun-duan¹
(1. Academy of Aerospace Propulsion Technology, Xi'an 710100, China;
2. Shaanxi Xintai Energy Co., Ltd, Xianyang Shaanxi 712000, China)

Abstract: In order to systematically study the thermodynamic performance of low concentration gas power generation and waste heat recovery technology in coal mines and improve energy recovery efficiency, through the study of "coal mine gas extraction cascade power generation system", the thermodynamic equations of gas internal combustion engine, waste heat boiler, back pressure steam turbine, ORC generator set and other ancillary equipments were established respectively by theoretical analysis method. Then an integrated model which contains all equipments equations has been accomplished, through sequential calculation and iterative calculation, the final calculation results of "coal mine gas extraction cascade power generation system" were given. The results show that 22.3% of the chemical energy contained in gas is directly converted from gas internal combustion engine to electric energy. The waste heat utilization system can recover 2.42% of the electric energy. The total thermal efficiency of power generation reaches 24.72% and increases by 10.85%. However, the overall thermal efficiency of gas power generation system is still low and needs to be further improved. The theoretical calculation model established in this paper can clearly show the energy utilization efficiency level of the existing gas internal combustion power generation system and the degree of energy recovery of the waste heat utilization system. This model is a complete index evaluation model for the gas power generation and its waste heat utilization system, and has a strong guiding significance for the optimization and perfection of the gas power generation and waste heat recovery system.

Key words: gas power generation; waste heat utilization; calculation model; steam turbine; organic Rankine cycle