

离心压缩式热泵装置的火用传递分析*

项新耀 成庆林

(大庆石油学院秦皇岛分院 秦皇岛 066004)

摘要：依据火用传递原理，建立在线运行大功率离心压缩式热泵机组及装置的火用传递模型。提出并定义装置和设备火用转换率、火用功率下降率、火用流密度下降率和火用阻系数等评价分析准则及其计算式。在此基础上，对热泵在能量转换及传递过程中之能质行为做了火用传递分析，得出节流阀、压缩机的火用功率下降率最高。原因是节流过程流速、流态在瞬间发生剧烈变化，导致过程火用损很大，压缩机的机械性能与冷媒的热物理性能均存在某些不足；蒸发器的火用阻系数最高，说明其结构设计有明显缺陷；节流阀的火用功率下降率和火用流密度下降率相同，表明设备的结构因素与时间条件对节流阀的影响相同。分析结果揭示出机组主要设备的结构设计、热工性能及冷媒热物性对装置用能过程的影响度，得出压缩机在结构设计上仍有改进余地，节流降压因其严重影响装置的合理用能而不宜取，蒸发器的主要问题是在冷媒侧而非结构设计缺陷的结论。对装置同时做的能量分析和火用分析计算表明，前者仅给出能的数量利用分析，后者也只是对能量行为的静态分析，而火用传递分析由于是对过程能量行为的动态分析，可直接提供机组和设备的结构参数及随机运行工况对用能过程影响的新信息，从而为改进机组设计及指导装置运行提供具体意见。

关键词：离心压缩 热泵装置 火用传递 火用传递分析

中图分类号：TK123

0 前言

20 世纪 90 年代初，对机械压缩式热泵性能的分析评价，逐渐以火用分析法替代了传统的能量平衡分析^[1-2]。毋庸置疑，由不同形式能量及不同能级热能参与作用的热泵来说，火用方法不失为一种理想的分析方法。然而，作为静态分析的火用方法，不能给出热泵工作过程的动态描述。火用传递分析是新近创建的能量过程动态分析法^[3]，参考文献^[4]做了以该法分析热泵装置的尝试，但由于该文是以整个装置作为一个输火用元，分析结果过于粗略，应用价值有限。这里是以油田回收余热的热泵装置为对象，对机组及系统作了完整的火用传递分析，提供了一些比能量分析、火用分析更有价值的评价信息。

1 热泵装置火用传递模型

图 1 是我国某油田用于回收生产过程污水余热的热泵装置系统图，机组参数均以 1 台油田同类热泵的主要试验数据为依据^[4]。流程为：50 的净化污水经与工质水换热进入热泵，升温至 72 输入板

式换热器，将 54 的原油加热至 69 外输。

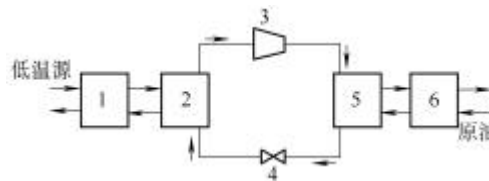


图 1 油田余热回收热泵装置系统图

1. 污水换热器 2. 蒸发器 3. 电动机-压缩机组
4. 节流阀 5. 冷凝器 6. 原油换热器

该装置选用电驱动离心压缩式热泵机组。主要参数：产热量 578.6 kW，输入动力 114.7 kW，特性系数 5.03；热泵循环：冷媒 134a，蒸发温度 40 ，冷凝温度 73 ；电动机-压缩机组：电动机效率 $\eta_e = 92\%$ ，机械效率 $\eta_m = 88\%$ 。

装置火用传递模型示于图 2。该模型由四部分组成：火用转换子系统，由电动机 A 和压缩机 B 二个

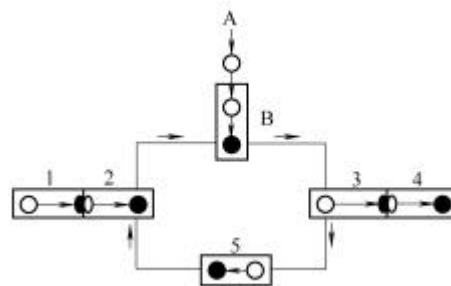


图 2 热泵机组及系统火用传递模型

输火用元：1. 污水换热器 2. 蒸发器 3. 冷凝器

* 国家重点基础研究发展计划资助项目(G2000026307)。20050704 收到初稿，20060223 收到修改稿

4. 原油换热器 5. 节流阀

A. 电动机火用转换元 B. 压缩机火用转换元

火用转换元串联组成。入口端输火用子系统, 输火用元 1、2 的串联结构。出口端输火用子系统, 输火用元 3、4 的串联结构。节流焓火用传递元。四个部分按热泵循环流程串联, 形成火用转换元、输火用元的复合串联结构, 这是压缩式热装置的一种典型结构。

2 火用传递评价分析准则及其定义式

这里仅考虑稳定工况的稳态火用传递。参照参考文献[3]、[5], 提出评价分析准则如下。

2.1 z 转换子系统

(1) 火用转换元的火用转换率 $E_{ch,u}$, 火用转换元输出火用 $E_{u,out}$ 占输入火用 $E_{u,in}$ 的百分比

$$E_{ch,u} = \frac{E_{u,out}}{E_{u,in}} \times 100\% \quad (1)$$

(2) 火用转换系统的火用转换率 $E_{ch,s}$, 火用转换系统终端输出火用 $E_{s,out}$ 占系统输入火用 $E_{s,in}$ 的百分比, 即

$$E_{ch,s} = \frac{E_{s,out}}{E_{s,in}} \times 100\% \quad (2)$$

式中 in, out——输入和输出

s,u——火用转换系统和火用转换元

2.2 输z子系统

2.2.1 输火用元评价准则

(1) 火用功率(J/s)下降率 $r_{exp,d}$, 火用源输出功率 $p_{exs,out}$ 与火用穴输入火用功率 $p_{exh,in}$ 之差与输出火用功率的百分比, 即

$$r_{exp,d} = \frac{p_{exs,out} - p_{exh,in}}{p_{exs,out}} \times 100\% \quad (3)$$

(2) 火用流密度(J/m²)下降率 $r_{ex,d}$, 火用源输出火用流密度 $e_{s,out}$ 与火用穴输入火用流密度 $e_{h,in}$ 之差占输出火用流密度的百分比, 即

$$r_{ex,d} = \frac{e_{s,out} - e_{h,in}}{e_{s,out}} \times 100\% \quad (4)$$

(3) 火用阻 R_{ex} 火用传递系数的倒数, 为衡量输火用元阻抗火用传输能力的物理量, 有

$$R_{ex} = \frac{1}{K_{ex}} = \frac{\nabla p}{E} \quad (5)$$

式中 p ——构成势场的强度量

2.2.2 输火用系统评价准则

火用阻系数 $w_{ex,r}$ 为 i 输火用元火用阻与系统总火用阻之比, 即

$$w_{ex,r} = \frac{R_{ex,i}}{\sum R_{ex,i}} \quad (6)$$

3 火用传递计算及结果

3.1 理论致冷循环参数

装置按定熵压缩的理论致冷循环如图 3 所示, 循环的焓、火用等参数是依据循环温度、压力, 据 134a 热物性图表查取^[6]。取压缩机内效率 78%, 计算得电动机-压缩机组效率 63.2%, 据此算得: 装置特性系数: 理论值为 7.96, 实际值为 5.04。耗电功率: 理论值为 74.17 kW, 实际值为 117.4 kW。

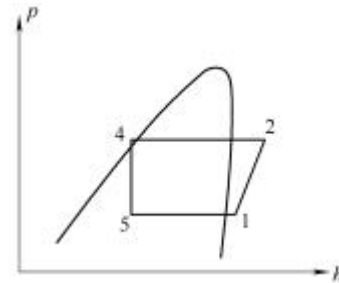


图 3 热泵装置理论循环

装置循环各点参数值列于表 1。

表 1 装置循环参数值

位置	温度 $q/$	压力 p/MPa	比焓 $h/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$	比火用 $e/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$
蒸发器入口	44	1.016	424.613	8.647
压缩机出口	77	2.260	422.000	24.512
冷凝器出口	67	2.260	303.681	5.576
节流阀出口	40	1.016	303.681	3.010

3.2 评价指标计算式

(1) 压缩机火用转换率计算式。由输入压缩机的机械功转换为冷媒焓火用的转换率计算式为

$$h_{cp} = \frac{q_m (e_{out} - e_{in})_{cp}}{N_e h_e} = \frac{Q_{cd,in} (e_{out} - e_{in})_{cp}}{N_e h_e (h_{out} - h_{in})_{cd}} \quad (7)$$

式中 q_m ——冷媒流量

e, h ——冷媒的比火用和比焓

$Q_{cd,in}$ ——冷媒输给冷凝器的热量

cp, cd ——压缩机和冷凝器

N_e, h_e ——输入电动机功率和电动机效率

(2) 换热链中冷、热水、原油焓火用流计算式。忽略进出口压降, 按定压流动过程计算

$$\dot{E} = q_m c_p \left[T_{in} - T_{out} - T_o \ln \left(\frac{T_{in}}{T_{out}} \right) \right] \quad \text{kW} \quad (8)$$

式中 q_m ——质量流量(kg/s)
 c_p ——质量定压热容, 该装置原油按含水
 10%计, $c_p = 2.19 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

(3) 致冷循环设备冷媒火用流速率计算式。取以冷凝器计算的冷媒流量为基准, 有

$$E_{cm} = q_m(e_{in} - e_{out})_{ex} = \frac{Q_{cd,in}(e_{in} - e_{out})_{ce}}{(h_{out} - h_{in})_{ce}} \quad \text{kW} \quad (9)$$

式中 ce——致冷循环计算设备
 cd——冷凝器

为与装置的火用分析结果相比较, 需计算装置和系统的火用效率 h_{ex} 。考虑余热源应归属可利用资源, 采用下列定义及计算式

$$h_{ex} = \frac{E_{ef,out}}{\sum E_{in}} \times 100\% = \frac{E_{ef,out}}{E_{q,in} + N_e} \times 100\% \quad (10)$$

式中 $E_{ef,out}$, $E_{q,in}$ ——热泵有效输出火用和低温源

吸
 入热火用

单元设备火用损率 I_{ex} 及火用损系数 r_{ex} 采用参考文献[7]提供的计算式。

3.3 z 传递计算数据及评价指标

3.3.1 装置系统计算数据及评价指标

(1) 基本数据计算。为便于计算, 设定: 污水换热器、原油换热器均为板式换热器, 取其冷、热两侧换热面积相等。换热器的传热系数数据相关资料对比选定。蒸发器、冷凝器管均为 $25 \text{ mm} \times 0.75 \text{ mm}$ 列管式铜管换热器。换热设备的保温效率均取 98%。

装置系统/机组火用传递计算基本数据列于表 2。

表 2 装置系统及机组计算数据表

项目	单位	污水换热器	蒸发器	压缩机组	冷凝器	节流阀	原油换热器	
		热侧/冷侧	热侧/冷侧	输入/输出	热侧/冷侧	输入/输出	热侧/冷侧	
热/能功率	P/kW	528.4 / 517.8	517.8 / 507.5	117.4 / 95.1	602.5 / 590.4	1322.8	590.4 / 578.6	
进/出温度	$q/$	54/47 / 44/49	49/44 / 40/44	44 / 77	77/ 67/ 62/ 72	67 / 40	72/62/54/ 69	
传热系数	$k/(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$	3000	750	—	1 000	—	780	
传热面积	A/m^2	44.0	153.4 / 135.6	—	120.5/106.5	—	148.4	
介质质量流量	$q_m/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	18.06 / 24.76	24.76 / 4.356	4.356	4.356/14.12	4.356	14.12 / 17.53	
火用传递分析	火用功率	P_{ex}/kW	41.70 / 34.86	34.86 / 24.55	117.4 / 69.12	82.48/72.99	24.29/13.11	72.99 / 62.75
	火用功率下降率	$r_{exp, d} / \%$	16.44	29.58	41.12	11.51	46.03	14.03
	火用流密度	$e/(\text{W} \cdot \text{m}^{-2})$	947.1/ 791.7	227.2 / 181.1	<u>155.07/106.78</u>	774.6 / 605.7	<u>24.29/13.11</u>	491.8 / 422.8
	火用流密度下降率	$r_{ex, d} / \%$	16.41	20.69	<u>31.14</u>	21.81	<u>46.03</u>	14.03
火用分析	单位火用耗	$e_{un}/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$	2.354 / 1.987	1.987 / 1.350	6.697 / 3.802	4.537 / 4.160	1.366 / 0.721	4.160 / 3.602
	火用损失	E_l / kW	6.84	10.31	48.29	9.49	11.99	10.24
	火用损率	$I_{ex} / \%$	16.40	29.58	41.13	11.51	47.77	14.03
	火用损系数	$r_{ex} / \%$	7.04	10.61	49.70	9.77	12.34	10.54
能量分析	单位能耗	$e_{un}/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$	30.14 / 29.56	29.56 / 28.95	6.697 / 5.422	34.37 / 33.68	—	33.68 / 33.01
	能量损失	E_l / kW	10.60	10.30	22.35	12.10	—	17.57
	能量损失率	$I_e / \%$	20.06	19.89	19.04	20.08	—	19.99
	能量损失系数	$r_e / \%$	15.79	15.34	33.28	8.02	—	17.57

表 2 中同时列出了火用分析基本数据, 单位火用耗和单位能耗均指加热每公斤原油的耗火用和耗能。有下画线的数据为虚拟火用流密度, 是按设备输入、输出断面积均为 1 m^2 计算得到的密度, 其本身虽无意义, 但虚拟火用流密度下降率, 具有一定的参考价值。

(2) 评价分析指标计算。装置系统尚无恰当的火用传递总体评价指标, 火用流密度下降率分布可作为参考准则, 数据列于表 2。火用效率与能量效率仍是评价热泵装置恰当的准则, 本例计算得结果如下。

装置系统: 能量效率 $h_{e,s} = 89.59 \%$, 火用效率

$h_{ex,s} = 39.44 \%$ 。

热泵机组: 能量效率 $h_{e,h} = 92.95 \%$, 火用效率

$h_{ex,h} = 47.94 \%$ 。

分析指标: 火用流密度下降率、火用损率、能损率分别是与火用传递、火用分析、能量分析三种方法相对应的分析准则。据表 2 数据, 三种分析方法对比准则沿流程变化的曲线示于图 4。横坐标为热泵系统循能量温度升高的流程。其中压缩机组与节流阀相并联。

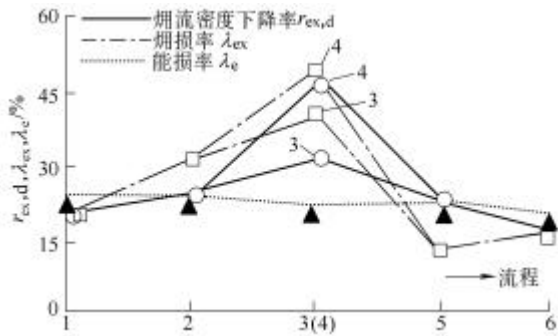


图 4 三种分析方法对比准则比较

横坐标 1. 污水换热器 2. 蒸发器 3. 电动机—压缩机组
4. 节流阀 5. 冷凝器 6. 原油换热器

3.3.2 装置子系统计算结果及评价指标

(1) 火用转换子系统。该子系统及电动机、压缩机二个火用转换元的转换率列于表 3。

(2) 输火用元子系统。装置输入端与输出端二个输火用元子系统的结构及设备选型相同, 可将二者合并为一个输火用元评价。评价指标列于表 4。

表 3 z 转换子系统/元转换率表

转换子系统/元	输入火用 $E_{s,in}/kW$	输出火用 $E_{s,out}/kW$	转换率 $E_{ch,s}/\%$
子系统	117.4 (电火用)	69.12(冷媒焓火用)	58.9
电动机转换元	117.4 (电火用)	108.0(机械能火用)	92.0
压缩机转换元	108.0(机械火用)	69.12(冷媒焓火用)	64.0

表 4 输 z 元子系统分析指标

分析准则	入口换热链子系统		出口换热链子系统	
	污水换热器	蒸发器	冷凝器	原油换热器
火用流密度 $e_{ex}/(W \cdot m^{-2})$	869.4	204.2	690.2	457.3
火用流密度下降率 $r_{ex,d}/\%$	16.41	20.69	21.81	14.03
火用阻 R_{ex}/kW	0.205	0.312	0.129	0.151
火用阻系数 w_{ex}	25.74	39.15	6.18	18.93

4 火用传递计算结果分析

4.1 装置系统和机组整体评价结果分析

据表 2 列出的(虚拟)火用流密度下降率, 以节流阀最高, 但其权重很小, 影响较微; 压缩机虽较高, 尚属正常范围, 对机组影响并不显著; 其他设备的火用流密度下降率均较低。由此表明过程能量利用较好, 这与装置的能源利用率和火用效率均较高相符。

4.2 能量转换和传递过程合理性分析

火用功率表征时间条件对过程的影响, 火用流密度、火用阻则主要表征几何空间的影响。

(1) 火用功率下降率 $r_{exp,d}$ 节流阀、压缩机最高,

其次是蒸发器。节流过程流速、流态在瞬间发生激烈变化, 致使过程火用损很大, 可见节流并非降压的好方法; 对压缩机应改进力学、热工性能, 以降低其 $r_{exp,d}$; 蒸发过程对冷媒热物性十分敏感, 设计应予充分考虑。

(2) 节流阀火用流密度下降率 $r_{ex,d}$ 与火用功率下降率 $r_{exp,d}$ 相同, 表明设备结构因素与时间条件对节流阀的影响相同。压缩机 $r_{ex,d}$ 较 $r_{exp,d}$ 低 10%, 说明结构因素的影响弱于火用功率。蒸发器的 $r_{ex,d}$ 低近 9%, 表明结构因素与冷媒热物性相比是次要的。

(3) 输火用子系统中蒸发器火用阻系数最高, 说明蒸发器的问题相对突出, 且可能结构设计有缺陷。冷凝器火用阻系数最小, 这与系统的火用流速率、火用流密度下降率的数据相一致。

5 火用传递分析与火用分析结果的比较

以图 5 各设备的火用流密度下降率、火用损失系数、能损系数沿流程的变化曲线为依据进行比较。

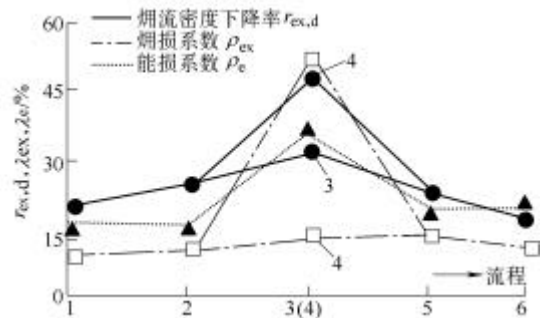


图 5 过程用能合理性比较

横坐标 1. 污水换热器 2. 蒸发器 3. 电动机—压缩机组
4. 节流阀 5. 冷凝器 6. 原油换热器

(1) 火用分析给出了静态分析结果。火用损率: 节流阀、压缩机是其他设备的 1.3~1.6 倍, 蒸发器也相当高; 火用损系数: 压缩机是其他设备的 3.5 倍。节流阀、压缩机、蒸发器均有相当高的火用损, 有一定的可予降低的火用损空间。

(2) 火用传递分析给出了动态分析结果, 确认火用转换和输火用子系统中, 节流降压和蒸发器的冷媒侧问题较突出, 而压缩机主要是结构设计上有改进余地。

火用传递分析比火用分析提供了一些新的分析结果信息, 在分析的完整性和深度上均有明显改进。

6 结论

(1) 提供的离心压缩式热泵装置火用传递分析模型—火用转换元、输火用元串、并联结构模型，具有代表性，适用于各种机械压缩式热泵装置。

(2) 热泵装置的火用转换子系统和各转换元转换率，输火用子系统各设备的火用功率下降率、火用流密度下降率、火用阻系数五个准则，可作为压缩式热泵装置的火用传递分析的基本准则。

(3) 热泵火用传递分析的价值在于可提供动态分析结果，即时空条件的可变因素对热泵工作性能的影响，从动态角度揭示用能不合理的环节和部位，为改进装置和设备提供新信息。

参 考 文 献

- [1] SOMA J. Exergy analysis elucidates heat pump efficiency[J]. Energy Engineering, 1985, 82(2): 62-70.
- [2] TAYHAN K K. Exergy analysis of solar-assisted heat pump system for domestic heating[J]. Energy, 1993, 18(10): 1 077-1 085.
- [3] 项新耀, 成庆林. 1-N 型热交换链的火用传递分析[J]. 工程热物理学报, 2004, 25(5): 721-724.
- [4] XIANG X Y, ZHANG Y G, CHENG Q L. Analysis of operating performance under various loads for centrifugal compressed high power heat pump[C]//Proceedings of the 3rd International Symposium on Heat Transfer and Energy Conservation, Guangzhou: South China University of Technology Press, 2004.
- [5] 项新耀. 工程火用传递及其评价准则[J]. 工程热物理学报, 2002, 23(6): 213-214.
- [6] 朱明善, 韩礼钟, 季立, 等. 绿色环保制冷剂 HFC-134a 热物理性质[M]. 北京: 科学出版社, 1995.
- [7] 项新耀. 工程火用分析方法[M]. 北京: 石油工业出版社, 1990.

EXERGY TRANSFER ANALYSIS FOR CENTRIFUGAL COMPRESSED HIGH POWER HEAT PUMP DEVICE

XIANG Xinyao CHENG Qinglin

(Qinhuangdao Branch, Daqing Petroleum Institute,
Qinhuangdao 066004)

Abstract : According to exergy transfer theory, establishment of

the exergy transfer mode of unit and device for an online high power centrifugal compressed heat pump is focused on. Some criterions to analyze and evaluate the devices and equipments such as exergy exchange rate, exergy power degressive rate, exergy fluid density degressive rate, and exergy resistance coefficient are raised and defined. The calculation formulas for each criterion are presented also. Using these model and criterions, through an exergy transfer analysis on the energy quality activities during the process of the energy exchange and transfer in the heat pump, the results show that exergy power degressive rate is the highest in throttle and compressor because the flow speed and flow state have the instant drastic changes in the process of flow throttle, which cause the significant loss of exergy, and some deficiencies exist for the compressor mechanism performance and thermophysical properties of refrigerants performance. The exergy resistance coefficient is the highest in evaporator, which reflects that the structure design has the distinct limitation. Exergy power degressive rate and exergy fluid density degressive rate have the same value in the throttle which indicate that the structure factors of the equipment and the time conditions have the same impacts on the throttle. The results of exergy transfer analysis reveal the influence degree of structure design and thermodynamics property of the main equipment, and thermophysical properties of refrigerants impact the process of energy usage in the devices, and indicate the structure design of compressor can be improved further. The method by flow throttling and intensity of pressure decreasing is not appropriate in terms of the significant impacts on the rational energy usage of the devices; the primary problem of the evaporator is caused by the refrigerant factor but not its structure design. From the calculation of the energy analysis and exergy analysis on the devices, it is indicated that energy analysis only reflects the quantitative energy utilizing, and exergy analysis is only the static analysis of energy activities. However, in terms of the dynamic analysis, exergy transfer analysis provides the new information including not only the design parameters for the heat pump device and principle equipments, but also the impacts on the performance of energy usage under the situation with the random running of the equipment system. Therefore, it can provide the detailed suggestions to improve on the heat pump unit designs and direct the device operation.

Key words : Centrifugal compressed

Heat pump Exergy transfer

Exergy transfer analysis

作者简介: 项新耀, 男, 1938 年出生, 教授。主要研究方向为热力学第

二定律分析和工程火用传递研究。

E-mail : xiangxinyao@sina.com.cn