文章编号:1000-8608(2021)01-0022-08

含相变压力振荡改进算法及其验证

刘培启,李 想,冯明宇,于 洋,胡大鹏*

(大连理工大学化工学院,辽宁大连 116024)

摘要: 压力振荡制冷技术广泛应用在天然气等含湿气体冷凝分离系统中. 当含湿气体含有 水蒸气等极性物质时,热力学计算需要考虑介质真实气体效应. 利用 CPA 气体状态方程对湿 空气凝结蒸发模型进行改进,并搭建了实验平台进行验证. 结果表明: 经 CPA 气体状态方程 改进后的数值模型相较于理想气体模型可以更为准确地描述水蒸气的凝结和蒸发行为,为含 湿天然气制冷提供了理论基础. 随着高压入口饱和湿空气压力从 0.2 MPa 升至 0.4 MPa,两 种模型计算得到的制冷效率差距逐渐增大;与实验数据相比,改进后的数值模型的计算结果 相较于理想气体模型更为准确,变化趋势也更为符合. 在此基础上,利用改进后的数值模型对 水蒸气在压力振荡制冷过程中的液化率进行计算,为含湿天然气制冷后的气液分离过程提供 了设计依据.

关键词:压力振荡管;气波制冷;CPA 气体状态方程;数值模拟;实验验证 中图分类号:TK14 **文献标识码:**A **doi**:10.7511/dllgxb202101004

0 引 言

波转子技术通过气体自身压力能来实现能量的传递.该技术的核心部件为波转子,是一种由若 干双开口方形直管,即压力振荡管(pressure oscillation tube)组成的转载^[1].目前波转子技术 已广泛应用于增压和制冷领域^[2],该技术在制冷 领域的应用便是压力振荡制冷技术.

压力振荡制冷技术依靠高压气体与低压气体 间产生的压力波完成能量的直接交换.低压气体 经激波压缩为高温气体,而高压气体经膨胀波膨 胀为低温气体.目前,压力振荡制冷技术已经广泛 应用在天然气脱水、低温风洞等冷凝分离工艺领 域.起初,压力振荡制冷技术依靠单开口压力振荡 管实现制冷.然而当进气含有水蒸气等可凝组分 时,压力振荡管内凝结形成的液体无法彻底排出 并不断地积聚在振荡管的封闭端,最终导致制冷 性能下降^[3].Dai等提出用波转子取代单开口压 力振荡管应用在压力振荡制冷技术中^[4].由于波 转子内压力振荡管两端开口,管内的液滴不会形 成堆积而是通过任一管口排出,这样既提高了压 力振荡制冷技术的带液能力,也减小了设备的占 地面积^[5].在此基础上,赵家权对压力振荡管内高 压气体的膨胀功进行回收,进一步提高了压力振 荡制冷技术的制冷效率^[6].

在压力振荡制冷的过程中,如果进气是含湿 天然气等含有可凝组分的混合气,压力振荡管内 会存在包含凝结与蒸发在内的相变行为.而可凝 组分的凝结过程会产生压力波,对压力振荡管内 原有波系造成干扰[7].由于压力振荡制冷技术依 靠压力波的运动实现制冷且压力振荡管与各端口 之间的匹配往往依据忽略相变的理想波系进行设 计,凝结过程会使得内部实际波系偏离理想波系, 从而使得压力振荡制冷的效率无法达到最大值. 近几年来,科研工作者开始重视压力振荡管内的 相变过程.赵家权等忽略蒸发现象,建立了理想气 体凝结数值模型,并模拟了压力振荡管内的凝结 过程,探究了凝结对于流场的影响[8].徐思远搭建 了压力振荡管相变可视化实验平台,并通过高速 摄影捕捉到管内的凝结行为[9]. 吴柯含将蒸发模 型与凝结模型相结合,对压力振荡管内理想气体

收稿日期: 2020-05-19; 修回日期: 2020-11-25.

基金项目:国家重点研发计划资助项目(2018YFA0704601);国家自然科学基金资助项目(21676048).

作者简介:刘培启(1981-),男,博士,教授,博士生导师,E-mail:lpq21cn@dlut.edu.cn;李 想(1994-),男,硕士生,E-mail:lixiang_ dut@163.com;胡大鹏*(1963-),男,教授,E-mail:hudp@dlut.edu.cn.

的凝结与蒸发过程进行了数值分析^[10].然而作为 可凝组分的水是极性物质,水分子相互缔合形成 氢键,使得其实际热力学性质与并没有考虑到氢 键作用的理想气体偏差较大^[11].因此,利用理想 气体状态方程无法准确地对压力振荡管内水的相 变行为进行数值计算.

本文利用 CPA 气体状态方程对压力振荡管 内凝结蒸发数值模型进行改进,并通过实验对改 进后的数值模型进行验证.在此基础上,本文分别 利用改进后的数值模型与理想气体模型对湿空气 压力振荡制冷过程进行数值计算,并对计算结果 进行对比总结.

1 压力振荡制冷技术

压力振荡制冷技术的工作过程可通过将波转 子与各端口展开得到的二维波系图进行描述,如 图1所示.当压力振荡管与高压入口接通时,由于 二者之间存在压差,激波 S₁ 会在二者交界处形成 并向管内运动,压缩管内气体.同时相对地,在高 压入口与管内气体之间也会形成一系列膨胀波使 得高压进气温度和压力降低.当向上移动的压力 振荡管与高温出口接通时,被激波加热的气体通 过高温出口排出,同时激波到达压力振荡管的右 端并反射形成一系列左向移动的膨胀波 E₁进一 步膨胀管内气体.随后,在压力振荡管与高压入口 错开时,由于管内气体的惯性,振荡管的左侧会形 成一系列右向膨胀波 E₂ 再一次膨胀管内气体.管 内气体经膨胀波多次膨胀后温度和压力下降至某 一较低值.从高温出口流出的气体经过换热至室



Fig. 1 The wave diagram of pressure oscillation refrigeration

温后从中压入口流回压力振荡管,管内低温低压 气体会在压力振荡管两侧压差的推动下由低温出 口排出.一个周期的制冷过程结束.在整个制冷过 程中高压进气与管内原有气体之间会形成较为明 显且随着时间运动的交界面.两股气体之间存在 通过交界面换热的现象,但是不存在较为明显的 混合现象.

制冷效率,即等熵效率 η,是用来衡量压力振 荡制冷技术制冷性能的重要参数,其表达式为

$$\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1 [1 - (p_2/p_1)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}]}$$
(1)

式中: T_1 为高压进气温度,K; T_2 为低温排气温度,K; p_1 为高压入口压力,kPa; p_2 为低温出口压力,kPa; γ 为绝热系数.

当压力振荡制冷技术应用在天然气脱水等冷凝分离技术中时,液化率也是衡量其工作性能的 重要参数.在本文中,液化率是低温出口液态水的 质量流量与高压进气中水蒸气的质量流量的比 值.液化率利用进出口水蒸气质量分数可表达为

$$\alpha = 1 - \frac{w_2(1 - w_1)}{(1 - w_2)w_1} \tag{2}$$

式中: *α* 为液化率, *w*₁ 为高压入口的水蒸气质量 分数, *w*₂ 为低温出口的水蒸气质量分数.

2 数值模拟及流场分析

含湿压力振荡制冷实验平台以及实验流程如 图 2、3 所示. 经压缩机排出的高压空气首先流向 两条管路.在一条管路中,高压空气在经过雾化器 与过滤器后获得饱和水蒸气,而在另一条管路中, 空气经吸收式干燥机后成为干空气. 通过控制两 条管路的气体流量并将二者混合,就可以控制压 力振荡管进气的相对湿度.在压力振荡管进气端 安装湿度仪可以对其湿度进行监测. 压力振荡管 的尺寸参数如表 1 所示.



图 2 实验平台 Fig. 2 Experiment platform



图 3 实验流程

Fig. 3 Experiment process

表1 压力振荡管结构参数

Tab. 1 Structure parameters of pressure oscillation tube

压力振荡 管长度/	压力振荡 管宽度/	压力振荡 管数量	管与进出 口间隙/	高压入口与 高温出口
mm	mm		mm	间偏角/(°)
400	14	28	0.2	28

3 数值模型

3.1 凝结蒸发模型

在建立凝结蒸发模型前,本文作出如下假设: 液滴与气体之间无滑移,液滴体积为零,液滴之间 无相互作用,液滴内部温度分布均匀,流场中没有 离子、灰尘等外界颗粒.

凝结过程分为成核与液滴生长两部分.由于 流场已被假定没有外界颗粒,压力振荡管内的成 核过程为均相成核,即蒸汽分子自身聚集形成凝 结核.本文采用由经典成核模型发展而来,经由 Feder 修正后的 Frenkel 均相成核率公式^[12]:

$$J = \frac{q_{\rm c}}{1 + \phi} \left(\frac{\rho_{\rm v}^2}{\rho_{\rm l}}\right) \left(\frac{2\sigma}{\pi M_{\rm m}^3}\right) \exp\left(-\frac{4\pi r_{*}^2 \sigma}{3kT}\right) \quad (3)$$

式中:J 为成核率, $1/(kg \cdot s)$; q_c 为凝结系数; ρ_v 为可凝气体密度, kg/m^3 ; ρ_l 为液滴密度, kg/m^3 ; M_m 为可凝组分的摩尔质量,kg/mol; ϕ 为 Feder 绝热修正系数; r_* 为凝结临界半径,m; σ 为液滴 表面 张力, N/m;k 为玻尔 兹曼 常数, 1. 38 × 10⁻²³ J/K.

对于液滴生长模型,采用经实验验证有效的 Hertz-Knudsen 方程^[13]:

$$\frac{\mathrm{d}r}{\mathrm{d}t} = \frac{p \left[1 - \exp\left(\frac{2\sigma}{\rho R T}\right)\right]}{\rho \sqrt{2\pi R T}} \tag{4}$$

式中:*r* 为液滴半径,m;*t* 为时间,s;*p* 为压力,kPa; *T* 为温度,K;*R* 为气体常数,8.314 J/(mol•K).

对于滴液蒸发模型,经实验验证,采用逆向描述 Hertz-Knudsen 方程的方法可有效地描述液 滴的蒸发行为^[14],因此本文采用同种方式对蒸发 行为进行描述.

3.2 数值模型改进

为解决理想气体相变模型计算准确性不足的问题,本文采用可以准确描述极性物质性质的 CPA 气体状态方程对数值模型进行改进.CPA 气体状态方程由 SRK 方程作为物理项和 Wertheim理论提出的缔合项组成^[15],可以较为 准确地描述极性气体的逸度、比热容等参数.

$$p = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{V(V+b)} - \frac{1}{2} \frac{RT}{V} \Big[1 + \frac{1}{V} \frac{\partial \ln g}{\partial (1/V)} \Big] \sum_{i} x_{i} \sum_{A_{i}} (1 - x_{A_{i}})$$
(5)

式中:V 为摩尔体积,L/mol;a 为 SRK 方程物理 项能量参数,kPa · L^2/mol^2 ;b 为 SRK 方程物理 项的体积参数,L/mol;g 为径向分布函数; x_i 为 组分i 的摩尔分数; x_{A_i} 为分子i 上没有与其他端 位缔合的A 端的摩尔分数.

如果计算介质为混合气,需要采用混合规则 对混合物的物理参数进行定义.本文采用经典的 范德华混合规则^[16].

(1)密度计算

在理想气体相变模型中,气体密度通过理想气体状态方程求得,液体密度由于可压缩性较差,则默认不变.在本文的改进模型中,气体与液体的密度通过 CPA 气体状态方程在压力 p、温度 T 下求得.

(2)相平衡计算

在相变过程中需要对可凝组分的气液相平衡 进行计算.理想气体相变模型并没有考虑到可凝 气的相平衡.由于处于相平衡状态的组分在各相 中的逸度相等,在改进模型中,逸度将作为判断相 平衡的基本参数.CPA 气体状态方程中各组分的 逸度系数可由剩余亥姆霍兹能求出^[17],即

$$RT \ln \varphi_i = \left(\frac{\partial A^{\mathrm{r}}}{\partial n_i}\right)_{T,p,n_j} - RT \ln\left(\frac{pV}{RT}\right) \quad (6)$$

式中: A^r 为剩余亥姆霍兹能,J; φ_i 为组分i 的逸 度系数; n_i 为组分i 的物质的量,mol.

CPA 气体状态方程的剩余亥姆霍兹能由 SRK 物理项和缔合项两部分组成^[18],即

$$A^{\mathrm{r}} = A^{\mathrm{r}}_{\mathrm{SRK}} + A^{\mathrm{r}}_{\mathrm{assoc}} \tag{7}$$

$$A_{\rm SRK} = -\int_{\infty} \left(p - \frac{1}{V} \right) \mathrm{d}V \tag{8}$$
$$A_{\rm assoc}^{\rm r} = RT \sum_{i} n_{i} \sum_{A_{i}} \left(\ln x_{A_{i}} - \frac{1}{2} x_{A_{i}} + \frac{1}{2} \right) \tag{9}$$

式中:A_{SRK}为 SRK 物理项剩余亥姆霍兹能,J; A^r_{assor}为缔合项剩余亥姆霍兹能,J.

(3)其他热力学参数计算

由于数值模拟中涉及能量的传递,需要对介 质的热力学参数进行改进,这些热力学参数包括 定压比热容 c_p 、定容比热容 c_v 、绝热系数 γ 以及 声速c.

CPA 气体的
$$c_p$$
 可通过下式进行计算:
 $c_p = (\partial H / \partial T)_p$ (10)

$$H(T) = H_0(T) + A^r - A_0^r - T \left[\frac{\partial}{\partial T} (A^r - A_0^r) \right] + RT \left(\frac{pV}{RT} - 1 \right)$$
(11)

$$H_{0}(T) = \int_{T_{0}}^{T} (C_{1} + C_{2}T + C_{3}T^{2} + C_{4}T^{3} + C_{5}T^{4}) dT$$
(12)

式中:H 为气体的热力学焓,J/mol; C_1 , C_2 , C_3 , C_4 、 C_5 为参考态焓值计算常量; T_0 为参考理想状 态下的温度,K;H。为参考理想状态下热力学焓, J/mol;A^t 为参考理想状态下剩余亥姆霍兹能,J.

计算得出 c, 后, cv 可通过下式进行计算:

$$c_{V} = c_{p} + T \left(\frac{\partial V}{\partial T} \Big|_{p} \right)^{2} \frac{\partial p}{\partial V} \Big|_{T}$$
(13)

据此便可求出声速 c 与绝热系数 $\gamma^{[19-20]}$:

$$c = \sqrt{-\left(\frac{c_p}{c_V}\right) \frac{V^2}{(\partial V/\partial p)|_T}}$$
(14)
$$\gamma = c_p/c_V$$
(15)

 $\gamma = c_p / c_V$

3.3 几何模型及求解器设置

压力振荡管的三维模型可以准确地模拟其内 部的流场,存在的不足就是对电脑性能要求较高 且计算时间较长.由于压力振荡管的长径比大于 10,且其转速较低,离心力对流场的影响可以被忽 略.除此之外,在过去的研究中将压力振荡管沿周 向展开得到的二维模型已经被证实可以准确地描 述内部流场[21].因此,本文采用与实验设备尺寸 相同的二维模型进行数值计算.计算模型网格划 分如图 4 所示. 压力振荡管与各个端口之间采用 滑移网格,振荡管的上下边界设为周期性边界.高 压入口设置为压力入口,高温、低温出口设置为压 力出口.中压入口设置为质量流量入口且通过自 定义函数(UDF)将其质量流量设置为与高温出





口相等.

气波制冷机的内部流场为可压缩非定常流 场,该流场遵循动量守恒定律、质量守恒定律和能 量守恒定律.控制方程为

$$\frac{\partial (\rho \boldsymbol{\phi})}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u \boldsymbol{\phi})}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v \boldsymbol{\phi})}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\boldsymbol{\Gamma} \frac{\partial \boldsymbol{\phi}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\boldsymbol{\Gamma} \frac{\partial \boldsymbol{\phi}}{\partial y} \right) + \boldsymbol{S}_{\phi} \quad (16)$$
$$\boldsymbol{\phi} = \begin{pmatrix} 1 \\ u \\ v \\ T \end{pmatrix}, \quad \boldsymbol{\Gamma} = \begin{pmatrix} 0 \\ \mu \\ \mu \\ \lambda/c_{p} \end{pmatrix}, \quad \boldsymbol{S}_{\phi} = \begin{pmatrix} 0 \\ -\partial p/\partial x + S_{u} \\ -\partial p/\partial y + S_{v} \\ S_{T} \end{pmatrix} \quad (17)$$

式中: μ 为黏度系数, Pa·s; λ 为流动介质的传热 系数, $W/(m \cdot K)$; S_u 和 S_v 均为源项; S_T 为黏性 耗散项:

$$S_{u} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \ \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \ \frac{\partial v}{\partial x} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right)$$
(18)
$$S_{v} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \ \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \ \frac{\partial v}{\partial y} \right) -$$

$$\frac{2}{3}\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y}\right)\right) \tag{19}$$

$$S_{T} = \mu \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^{2} + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^{2} \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^{2} \right\}$$
(20)

湍流模型采用 Realizable k-ε 方程. 模拟介质 采用湿空气.采用 AUSM 格式进行离散,其广泛 用于不同音速下气体流场的计算.求解格式选用 基于密度求解,时间步长为1×10⁻⁶ s,计算过程 中,保证各时间步下连续性、速度、能量、湍流模型 参数、液滴数量、气相质量、液相质量各参数的最 终残差值均小于1×10⁻³.该数值计算需要对计 算流域赋予初值,初值不会影响计算结果,为保证 计算的收敛性,对全场流域赋予温度 298 K、总压 0.1 MPa 的初值.

3.4 理论模型验证

膨胀激波管的内部流动与压力振荡管相似, 因此本文采用埃因霍芬大学进行的水蒸气-氦气 混合气在脉冲膨胀激波管内相变的实验数据^[22] 分别对改进前后的凝结蒸发数值模型进行验证. 如图 5 所示为脉冲膨胀激波管高压区末端处液滴 半径变化的实验值与数值模拟结果.



图 5 膨胀激波管内液滴半径分布



可见,从液滴半径的大小与变化趋势来看,采用 CPA 气体状态方程改进过的凝结蒸发模型更能准确描述水蒸气的相变行为.

4 结果与讨论

实验的操作条件:高压进气温度为 298 K,总 压设置在 0.2~0.4 MPa,进气中水蒸气的相对湿 度固定不变为 100%.低温出口压力设为 0.1 MPa, 中压回气温度设置为 298 K.对于数值模拟,在与 实验相同的操作条件下,分别对 CPA 气体与理想 气体在压力振荡管内的制冷过程进行数值模拟并 将模拟结果与实验结果进行对比.

在进气压力为 0.2 MPa 时的温度云图如图 6 所示.可见在压力振荡管的左侧低温区,CPA 气体的温度高于理想气体.提取数值模拟与实验结 果并计算制冷效率,可得到制冷效率随进气压力 的变化曲线如图 7 所示.从曲线可知,虽然 CPA 气体与理想气体的制冷效率变化趋势相同,都是 随着进气压力的增加而逐渐上升且上升趋势逐渐



图 6 高压进气 0.2 MPa 下温度云图 Fig. 6 Temperature contour with pressure of HP inlet 0.2 MPa





Fig. 7 Relation between refrigeration efficiency and pressure of HP inlet

平缓,但是 CPA 气体的压力振荡制冷效率与实验 值最为接近,二者最大差值仅为 0.5%,最小差值 为 0.35%.且随着进气压力的增加,CPA 气体与 理想气体制冷效率差值 Δη 也逐渐增大.

造成 CPA 气体与理想气体状态方程数值模 拟结果存在差距的主要原因是压力振荡管内实际 波系与理想波系存在偏差^[23].在压力振荡管中, 激波是由多数压缩波叠加形成并且管中压缩波与 膨胀波的移动速度为声速.提取计算结果中的声 速云图如图 8 所示.可见在标示出的激波形成区 中,CPA 气体中的声速与理想气体不同,这导致 了激波的形成与运动存在偏差,进一步导致了后 续压力波系的偏差.而压力振荡制冷技术依靠压力波的运动实现制冷,并且目前压力振荡管与各端口的匹配基于理想气体内的波系运动进行设计.因此 CPA 气体中压力波无法与各端口很好地匹配,导致了制冷效率的下降.除此之外,相较于 CPA 气体,压力波在理想气体中能量传递效率较高,因此经 CPA 气体状态方程对气体的热力学参数计算进行改进后,压力波在压力振荡管内的能量传递

效率有所降低,这也是导致 CPA 气体制冷效率较 理想气体低的原因之一.二者制冷效率的差别随 着进气压力的升高而增加,这是因为 CPA 气体的 压力越高,其状态偏离理想气体状态的程度越大.

分别利用改进前后的数值模型对水蒸气在压力振荡管内的液化率进行计算.图 9 为进气压力 0.2 MPa下水蒸气质量分数云图.可见在 CPA 气体中水蒸气的质量分数较高,说明其凝结成液态





Fig. 8 Sound speed contour with pressure of HP inlet 0.2 MPa



图 9 高压进气 0.2 MPa 下水蒸气质量分数云图 Fig. 9 Mass fraction contour of water vapor with pressure of HP inlet 0.2 MPa

水的量较少.提取进出口水蒸气的质量分数计算 液化率可得到水蒸气液化率随着进气压力变化的 曲线以及 CPA 气体与理想气体液化率差值 Δα 的变化曲线,如图 10 所示.可见 CPA 气体与理想 气体在压力振荡管中液化率的变化趋势相同,即 随着进气压力的提升液化率先上升后下降并在进 气压力为 0.30 MPa 时达到最大值.这一变化趋 势是由压力振荡管内波系与各端口之间的匹配引 起的.对比 CPA 气体与理想气体中水蒸气的液化 率,发现 CPA 气体中水蒸气的液化率低于理想气 体,且两者之间的差值也随着进气压力的增加而 逐渐增加.这是因为水蒸气的凝结主要取决于其 分压与温度.由于水蒸气在凝结过程中相对湿度 保持为100%,其分压仅取决于温度.因此水蒸气 的温度决定了其凝结过程.由于 CPA 气体的制冷 效率低于理想气体,压力振荡管内 CPA 气体的制 凝结受到了抑制,液态水的质量减少.随着进气压 力的增加,CPA 气体与理想气体之间制冷效率差 距的增加也导致了液化率差距的增加.



图 10 水蒸气液化率与高压进气压力的关系

Fig. 10 Relation between liquefaction rate of water vapor and pressure of HP inlet

5 结 论

(1)通过与实验数值对比发现,CPA 气体状态方程改进后的凝结蒸发模型相较于理想气体模型可以更准确地描述含湿气体凝结蒸发行为,是一种有效的含相变压力振荡数值计算方法,为含湿天然气压力振荡制冷提供了理论基础.

(2)随着高压进气压力从 0.2 MPa 增加至 0.4 MPa,CPA 改进模型和理想气体模型得到的 制冷效率的差距逐渐增大,其中 CPA 改进模型数 值偏低,更接近实验结果,计算得到的制冷效率变 化趋势也更符合实际.

(3)随着高压进气压力从 0.2 MPa 增加至 0.4 MPa,CPA 改进模型获得的压力振荡管内含 湿空气液化率的变化规律与理想混合气相似.在 数值上,CPA 改进模型得到的含湿气体液化率低 于理想气体,且两者差距随着高压进气压力的升 高而增加.该结论可为含湿天然气制冷后的气液 分离过程提供设计依据.

参考文献:

- [1] AKBARI P, MULLER N. Wave rotor research program at Michigan State University [C] // 41st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. Tucson: Michigan State University, 2005: 3844-3859.
- [2] AKBARI P, NALIM R, MULLER N. A review of wave rotor technology and its applications [J].
 Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2006, 128(4): 717-735.
- [3] 李学来,方曜奇,朱 彻. 气波制冷机振荡管外强 化换热的试验研究 [J]. 制冷, 1996(4): 10-12.
 LI Xuelai, FANG Yaoqi, ZHU Che. Experimental study on intensifying heat transfer of oscillating

tube [J]. **Refrigeration**, 1996(4): 10-12. (in Chinese)

- [4] DAI Yuqiang, HU Dapeng, DING Meixia. Study on wave rotor refrigerators [J]. Frontiers of Chemical Science and Engineering, 2009, 3(1): 83-87.
- [5] HU Dapeng, LI Renfu, LIU Peiqi, et al. The loss in charge process and effects on performance of wave rotor refrigerator [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 100: 497-507.
- [6] 赵家权. 振荡管内激波增压特性强化气波制冷性能研究 [D]. 大连:大连理工大学,2013. ZHAO Jiaquan. Studying on gas wave refrigeration enhancement by the pressurize characteristics of shock wave in oscillation tube [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2013. (in Chinese)
- [7] 赵家权,刘培启,赵文静,等.激波管中非定常凝结现象的数值分析 [J].化工学报,2012,63(4): 1050-1055.

ZHAO Jiaquan, LIU Peiqi, ZHAO Wenjing, et al.
Numerical analysis of unsteady condensation during expansion in shock tube [J]. CIESC Journal, 2012, 63(4): 1050-1055. (in Chinese)

- [8] 赵家权,刘培启,刘凤霞,等.激波管中非平衡可 凝结流的流动分析 [J]. 计算物理,2012,29(5): 707-712.
 ZHAO Jiaquan, LIU Peiqi, LIU Fengxia, et al. Analysis of non-equilibrium condensative flow in a shock tube [J]. Chinese Journal of Computational Physics, 2012,29(5): 707-712. (in Chinese)
- [9] 徐思远.压力振荡管内非平衡凝结特性研究 [D]. 大连:大连理工大学,2015.
 XU Siyuan. Study on the non-equilibrium condensation in the pressure oscillation tube [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2015. (in Chinese)
- [10] 吴柯含. 波动制冷凝结和蒸发特性研究 [D]. 大连: 大连理工大学, 2018.
 WU Kehan. Study on condensation and evaporation in pressure oscillation refrigeration [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2018. (in Chinese)
- [11] 陈钟秀,顾飞燕.化工热力学 [M].北京:化学工 业出版社,2001.
 CHEN Zhongxiu, GU Feiyan. Chemical

Thermodynamics [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2001. (in Chinese)

[12] YOUNG J. Spontaneous condensation of steam in supersonic nozzles. Part 1, nucleation and droplet growth theory; Part 2, numerical methods and comparison with experimental results [J]. NASA STI/Recon Technical Report N, 1980; 1980STIN... 8113306Y.

- [13] SISLIAN J P. Condensation of water vapour with or without a carrier gas in a shock tube [J]. NASA STI/Recon Technical Report N, 1975: 1975STIN... 7618378S.
- [14] HOŁYST R, LITNIEWSKI M, JAKUBCZYK D. A molecular dynamics test of the Hertz-Knudsen equation for evaporating liquids [J]. Soft Matter, 2015, 11(36): 7201-7206.
- [15] KONTOGEORGIS G M, MICHELSEN M L, FOLASG K, et al. Ten years with the CPA(cubicplus-association) equation of state. Part 1. Pure compounds and self-associating systems [J].
 Industrial and Engineering Chemistry Research, 2006, 45(14): 4855-4868.
- [16] 曾志勇,彭万峰,余伟俊,等. 基于 CPA 状态方程 计算水蒸气的热力学物性 [J]. 计算机与应用化 学,2013,30(2):147-150.
 ZENG Zhiyong, PENG Wanfeng, YU Weijun, et al. Research of thermodynamic properties of water based on the CPA Eos [J]. Computers and Applied Chemistry, 2013, 30(2):147-150. (in Chinese)
- [17] 郭 平,涂汉敏,汪周华,等.基于 CPA 状态方程 计算水的热力学物性参数 [J]. 天然气工业,2017, 37(3):56-61.
 GUO Ping, TU Hanmin, WANG Zhouhua, et al.

Calculation of thermodynamic properties of water by the CPA equation of state [J]. Natural Gas Industry, 2017, **37**(3): 56-61. (in Chinese)

- [18] MICHELSEN M L, HENDRIKS E M. Physical properties from association models [J]. Fluid Phase Equilibria, 2001, 180(1): 165-174.
- [19] MORAN M J, SHAPIRO H N, BOETTNER D D,
 et al. Fundamentals of Engineering Thermodynamics [M]. New York: Wiley, 1998.
- [20] AUNGIER H R. A fast, accurate real gas equation of state for fluid dynamic analysis applications [J]. Journal of Fluids Engineering, 1995, 117(2): 277-281.
- [21] HU Dapeng, YU Yang, LIU Peiqi. Enhancement of refrigeration performance by energy transfer of shock wave [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 130: 309-318.
- [22] LUO Xisheng. Unsteady flows with phase transition [D]. Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven, 2004.
- [23] 代玉强.外循环耗散式气波制冷机理分析与实验研究[D].大连:大连理工大学,2010.
 DAI Yuqiang. Principle study and experimental investigation of gas waves refrigeration by aggregated thermal dissipation [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2010. (in Chinese)

Improved calculation method for pressure oscillation with phase change and its verification

LIU Peiqi, LI Xiang, FENG Mingyu, YU Yang, HU Dapeng*

(School of Chemical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

Abstract: Pressure oscillation refrigeration technology is widely used in the condensation separation system of wet gas such as natural gas. When the wet gas contains polar substances such as water vapor, the real gas effect should be considered in the thermodynamic calculation. CPA gas equation of state is used to improve the condensation evaporation model of wet air, and an experimental platform is built to verify it. The results show that the improved model can describe the condensation and evaporation behavior of water vapor more accurately than the ideal gas model, which provides a theoretical basis for wet natural gas refrigeration. With the pressure of the saturated wet air at the high pressure inlet rising from 0.2 MPa to 0.4 MPa, the refrigeration efficiency difference calculated by both models increases. Compared with the experimental data, the calculation results of the improved numerical model are more accurate and the change trend is more consistent than ideal gas model. On this basis, the liquefaction rate of water vapor during pressure oscillation refrigeration is calculated using improved numerical model, which provides the design basis for the gas-liquid separation process after the refrigeration of wet natural gas.

Key words: pressure oscillation tube; gas wave refrigeration; CPA gas equation of state; numerical simulation; experimental validation