ЛИТЕРАТУРА

1. *Тишков В.А.* Этнология и политика: научная публицистика. М., 2001.

2. *Кабылбекова З.Б.* Воспитание поликультурной личности студента в условиях высшего учебного заведения: дис. ... к. п. н. Астана, 2003.

3. *Джуринский А.Н.* Поликультурное воспитание: сущность и перспективы развития // Педагогика. 2002. №10. С. 93-96.

Резюме

Қазақ ұлттық мектебінің қалыптасуының негізгі қағидалары қарастырылады. Ұлттық мектеп ұғымы нақтыланып, көпмәдениетті білімнің мәні мен мақсаты ашылады.

Summary

In the ariticle deals with the problem of creating kazakh national school. It recommends the name of aim polycultural educational meaning.

КазНПУ им. Абая *Поступила 2.06.07г.*

Н. С. ХАНЖАРОВ

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОСЕСИММЕТРИЧНОГО ТЕЧЕНИЯ ТУРБУЛЕНТНОГО НЕСТАЦИОНАРНОГО ВЯЗКОГО ГАЗА В ЦИЛИНДРАХ ХОЛОДИЛЬНЫХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

В пищевой промышленности тенденция, направленная на производство высококачественных продуктов низкой себестоимости, требует изучения менее энергоемких методов. Математическое описание процессов сушки в различных элементах вакуумно-атмосферных сушильных установок, в частности в цилиндрах холодильных поршневых компрессоров, способствует решению этой проблемы. Это объясняется тем, что холодильные компрессоры в пищевой промышленности являются одними из основных потребителей электроэнергии. Поэтому оптимизация технических характеристик компрессоров с целью увеличения их полезной холодопроизводительности является актуальным. Особый интерес в этом направлении представляют работы теоретического плана, поскольку их применение позволяет оптимизировать технические характеристики холодильных компрессоров ещё на стадии проектирования.

Моделирование процессов в рабочих цилиндрах холодильных поршневых компрессоров наиболее сложно. Модель должна учитывать турбулентность и нестационарность течения рабочего вещества. К тому же необходимо учесть переменность объёмов цилиндров, которые в процессах всасывания и расширения газа увеличиваются и уменьшаются в процессах сжатия и нагнетания. Математическая модель, с достаточной степенью адекватности описывающая турбулентное нестационарное течение вязкого газа в цилиндре холодильного поршневого компрессора, основана на уравнениях движения, энергии и неразрывности [1]. Однако полученная математическая модель течения газа в цилиндрах холодильных компрессоров, представлена в общей постановке. Реализация этой модели для получения картины течения газа в цилиндрах холодильных поршневых компрессоров вызывает большие сложности. В связи с этим, учитывая конструктивные особенности поршневых компрессоров, целесообразно упростить модель. В абсолютном большинстве газораспределительные органы поршневых холодильных компрессоров имеют цилиндрическую форму (кольцевые всасывающие и нагнетательные клапаны), форма рабочей камеры компрессора также имеет цилиндрическую форму. Поэтому с достаточной степенью точности можно допустить осесимметричность течения газа в камере компрессора.

Кроме того, с достаточным соответствием реальным процессам, происходящим в цилиндре компрессора, можно предположить, что температура газа на входе в цилиндр и температура стенок камеры постоянны, перетечки газа из рабочей камеры отсутствуют, а сам газ в каждой точке объема камеры сжимается одинаково. Тогда все процессы, происходящие в цилиндре компрессора, целесообразно сгруппировать по родственным по физической сущности процессам и рассматривать их раздельно. В данном случае имеем две группы процессов: «всасывание-нагнетание» и «сжатие-расширение». Применительно к цилиндрической системе координат уравнения, составляющие модель течения газа в цилиндре холодильного компрессора выглядят следующим образом:

$$\frac{\partial\left(\rho\overline{U}\right)}{\partial\tau}+\frac{\rho\overline{U}}{S}\cdot\frac{dS}{d\tau}+$$

$$+\frac{1}{S}\cdot\frac{\partial}{\partial\eta}\left(\rho\overline{U}\left(\overline{U}-\eta\frac{dS}{d\tau}\right)\right)+\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial\left(\rho\cdot\overline{V}\cdot\overline{U}\cdot r\right)}{\partial r}= \quad (1)$$

$$=-\frac{1}{S}\cdot\frac{\partial\overline{P}}{\partial\eta}+\left(\mu+\mu_t\right)\cdot\left(\frac{1}{S^2}\cdot\frac{\partial^2\overline{U}}{\partial\eta^2}+\frac{\partial^2\overline{U}}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial\overline{U}}{\partial r}\right),$$

$$\frac{\partial\left(\rho\cdot\overline{V}\right)}{\partial\tau}+\frac{\rho\overline{V}}{S}\cdot\frac{d\overline{S}}{d\tau}+$$

$$+\frac{1}{S}\cdot\frac{\partial}{\partial\eta}\left(\rho\overline{V}\left(\overline{U}-\eta\frac{dS}{d\tau}\right)\right)+\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial\left(\rho\cdot\overline{V}^2\cdot r\right)}{\partial r}= \quad (2)$$

$$=-\frac{\partial\overline{P}}{\partial r}+\left(\mu+\mu_t\right)\cdot\left(\frac{1}{S^2}\cdot\frac{\partial^2\overline{V}}{\partial\eta^2}+\frac{\partial^2\overline{V}}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial\overline{V}}{\partial r}-\frac{\overline{V}}{r^2}\right),$$

$$\frac{\partial\left(\rho\cdot\overline{T}\right)}{\partial\tau}+\frac{\rho\overline{T}}{S}\cdot\frac{dS}{d\tau}+$$

$$+\frac{1}{S}\cdot\frac{\partial}{\partial\eta}\left(\rho\overline{T}\left(\overline{U}-\eta\frac{dS}{d\tau}\right)\right)+\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial\left(\rho\cdot\overline{V}\cdot\overline{T}\cdot r\right)}{\partial r}= \quad (3)$$

$$=\frac{\left(\mu+\mu_t\right)\cdot K}{P_r}\left(\frac{1}{S^2}\cdot\frac{\partial^2\overline{T}}{\partial\eta^2}+\frac{\partial^2\overline{T}}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial T}{\partial r}\right)-\frac{P}{C_V S}\cdot\frac{dS}{d\tau},$$

$$\frac{\partial\rho}{\partial\tau}+\frac{\rho}{S}\cdot\frac{dS}{d\tau}+\frac{1}{S}\cdot\frac{\partial}{\partial\eta}\left(\rho\left(\overline{U}-\eta\frac{dS}{d\tau}\right)\right)+$$

$$+\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial\left(\rho\cdot\overline{V}\cdot r\right)}{\partial r}=0. \quad (4)$$

Уравнения (1)–(4) справедливы для процессов сжатия и расширения. Для процессов всасывания и нагнетания эти уравнения упрощаются, поскольку скорость движения газа в цилиндре много меньше скорости звука. Тогда моделируемую среду можно считать несжимаемой жидкостью. Следовательно, плотность газа в объеме цилиндра есть только функция времени, а член работы сжатия в уравнении сохранении энергии равен нулю, т. е.:

$$\frac{P}{C_V S}\cdot\frac{dS}{d\tau}=0, \quad (5)$$

В этом случае уравнения, описывающие турбулентное нестационарное течение вязкого газа в цилиндре компрессора, можно привести к виду:

$$\frac{1}{S}\cdot\frac{\partial\overline{V}}{\partial\eta}+\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial\left(\overline{V}\cdot r\right)}{\partial r}=-\frac{1}{\rho}\cdot\frac{\partial\rho}{\partial\tau},$$

$$\rho=const. \quad (5,\ 6)$$

Динамический коэффициент вязкости μ является функцией температуры газа $\overline{T}$ и рассчитывается по формуле Сезерленда:

$$\mu=\mu_0\cdot\left(\frac{\overline{T}}{273}\right)^{\frac{3}{2}}\cdot\frac{273+C}{\overline{T}+C}, \quad (8)$$

где μ_0 – вязкость газа при 273 К и 0,1 МПа; C – константа Сезерленда.

Турбулентный коэффициент вязкости газа μ_t определяется по формуле Прандтля:

$$\mu_t=\rho\cdot l^2\left|\frac{d\overline{U}}{dr}\right|, \quad (9)$$

где ρ – плотность газа; $\overline{U}$ – проекция вектора скорости на ось z; l – масштаб турбулентности:

$$l=r\cdot\left(0{,}14-0{,}08\cdot\left(1-\frac{r}{r_w^2}\right)-0{,}06\cdot\left(1-\frac{r}{r_w^2}\right)^4\right), \quad (10)$$

здесь r_w – координата стенки цилиндра.

Величина S определяется по уравнению движения поршня:

$$S=\frac{1}{2}\cdot S_0\cdot\left(1-\cos\left(\omega\cdot\tau\right)\right), \quad (11)$$

где S_0 – расстояние между крайними верхним и нижним положениями поршня; ω – угловая частота вращения вала электродвигателя компрессора.

Систему уравнений, описывающих турбулентное нестационарное течение вязкого газа в цилиндрах компрессоров, целесообразно решать методом конечных разностей. Учитывая перспективы проектирования компрессоров, при котором определённость интервала рабочих давлений в цилиндрах является заранее определённым параметром, явная схема представляется более перспективной. В связи с этим решение системы уравнений производится конечно-разностным методом по явной схеме. Для этого дифференциальные уравнения, описывающие течение газа в полостях, заменяются уравнениями в конечных разностях. Этот метод обоснован также тем, что реализация такой модели на ЭВМ возможна только с использованием численных методов. Решение этих уравнений на ЭВМ в такой постановке вполне возможно. При этом она реализуется раздельно для рабочих процессов «всасывание-нагнетание» и «расширение-сжатие».

Решение задачи целесообразно начинать с момента, когда поршень находится в крайнем верхнем положении. В этот момент времени объем полости цилиндра минимален и равен его линейному мертвому пространству, а скорость движения поршня равна нулю. Поэтому в качестве начальных условий можно принять, что скорости и равны нулю, а температура $\overline{T}_0$ и давление $\overline{P}_0$ газа одинаковы по всему объему рабочей полости цилиндра.

При решении задачи приняты следующие граничные условия:

На торце цилиндра: $\overline{U} = 0$; $\overline{V} = 0$; $\overline{T} = T_{т.ц.}$

На стенках цилиндра: $\overline{U} = 0$; $\overline{V} = 0$; $\overline{T} = T_{с.ц.}$.

На вытеснителе: $\overline{U} = U_n$; $\overline{V} = 0$; $\overline{T} = T_n$,

где $T_{т.ц.}$ – температуры торца и стенки цилиндра, T_n – температура рабочей поверхности поршня.

Условия истечения из щелевых зазоров всасывающих и нагнетательных клапанов определяется из уравнения:

$$V_{щ} = V_n \cdot \frac{S_n}{\sum S_{щ}}, \qquad (13)$$

где V_n – скорость движения поршня, S_n – площадь поверхности поршня, $\sum S_{щ}$ – суммарная площадь сечения щелевых зазоров всасывающих или нагнетательных клапанов в момент их открытия.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Ханжаров Н.С.* Математическая модель течения газа для различных рабочих процессов в цилиндрах холодильных поршневых компрессоров // Н и О ЮКО. 2001. №25. С. 65-68.

2. Патент РФ. № 2119623. Способ вакуум-сублимационного обезвоживания и установка для его осуществления. Опубл. 27.09.98 г.

3. *Абдижаппарова Б.Т., Ханжаров Н.С., Оспанов Б.О.* Пищеконцентратная установка для термолабильных материалов // Тр. Междунар. научно-практич. конф. «проблемы хим. Технологии неорг., орг., силикат. и строит. мат-лов и подготовки инженерных кадров». Ш.: ЮКГУ им. М. Ауэзова, 2002. Т. 1. С. 22-24.

УДК 517. 9: 621. 574

ШФ Каз.АТК им. М. Тынышпаева   Поступила 10.09.07г.