

УДК 621.51/52

# Математическое моделирование поперечных колебаний пластины прямоточного клапана

Д-р техн.наук, академик МАХ И.К.ПРИЛУЦКИЙ,  
канд.техн.наук А.Ю.ГРИГОРЬЕВ, В.А.СЕГЕДА  
Санкт-Петербургский государственный университет  
низкотемпературных и пищевых технологий

*It is presented mathematical model describing moving the plate of straight trend valve of piston compressor in many mass production, with provision for, as correlation currents of gas in channel of valve on moving the plate, so and limiter an ascent of plate. Solution In given production a problem allows to define for each moment of time of area of section of slot of valve, position of springy line of plate, velocities of moving the points of plate and others.*

Прямоточные клапаны благодаря простоте, надежности и высокой эффективности широко используются в среднескоростных поршневых компрессорах общего и специального назначения. Выход из строя прямоточных клапанов происходит исключительно из-за поломок запирающих пластин, многократно воспринимающих большие инерционные, аэродинамические и ударные нагрузки.

Имеющиеся математические модели работы пластины клапана сводятся к рассмотрению деформации невесомой балки с точечной массой на конце под действием точечной или распределенной нагрузки. Эти модели не учитывают ни изменения жесткостных параметров системы при контакте пластины с ограничителем, ни наличия различных гармоник колебаний пластины, кроме первой, ни взаимовлияния течения газа в канале клапана и динамики движения пластины, что является грубой оценкой работы пластины клапана. Такие модели не позволяют определять опасные сечения пластины, работающие с наибольшим напряжением.

Вместе с тем отсутствие математических моделей, более точно описывающих динамику движения пластины с учетом распределенных инерционных нагрузок, течения газа в канале клапана и наличия ограничителя, усложняет создание и выбор надежно работающих прямоточных клапанов для вновь проектируемых и модернизируемых машин.

Нами предложена математическая модель попеченных колебаний пластины прямоточного клапана, учитывающая перечисленные выше условия. Запорный элемент прямоточного клапана представляет собой однородную прямоугольную пластину длиной  $L$ , толщиной  $\delta$  и шириной  $b$  (два-три типа размера), которая изгибается под действием распределенной нагрузки  $\bar{q}$ .

Изгибающий момент  $M$  в любом сечении пластины определяется выражением [1]:

$$M = EJ \frac{d^2 y}{dx^2}, \quad (1)$$

где  $E$  – модуль упругости материала;

$J$  – момент инерции поперечного сечения пластины относительно нейтральной оси, перпендикулярной плоскости изгиба, находится по формуле

$$J = \frac{b\delta^3}{12}; \quad (2)$$

$y(x,t)$  – поперечное смещение точки пластины с координатой  $x$  (рис. 1).

Известно, что

$$q = \frac{d^2 M}{dx^2}. \quad (3)$$

Продифференцировав дважды по  $x$  левую и правую части выражения (1), с учетом формулы (3) получим

$$q = EJ \frac{d^4 y}{dx^4}. \quad (4)$$

Рассмотрим поперечные колебания пластины под действием перепада давления газа, текущего с одной и с другой сторон пластины. В этом случае переменная распределенная нагрузка  $q$  будет складываться из двух:

$$q = q_1 + q_2, \quad (5)$$

где  $q_1$  – плотность инерционных нагрузок;

$q_2$  – плотность нагрузок за счет перепада давления газа, текущего с одной и другой сторон пластины.

Плотность инерционных нагрузок по длине пластины согласно теореме Журавского

$$q_1 = \frac{dF_u}{dx}. \quad (6)$$

Здесь сила инерции  $dF_u$  элемента пластины длиной  $dx$  согласно методу кинетостатики определяется выражением

$$dF_u = -mdx \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}, \quad (7)$$

где  $m$  – масса единицы длины пластины.

Следовательно,

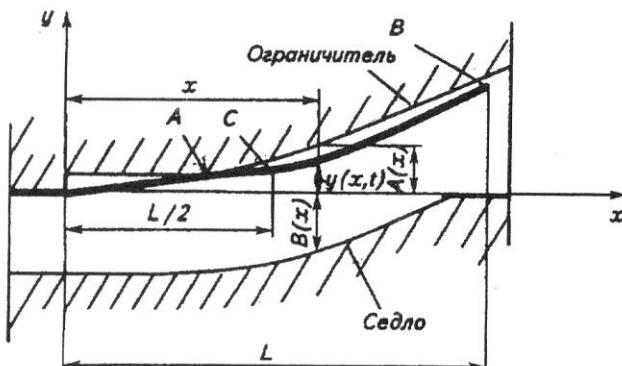


Рис. 1. Принципиальная схема клапана

$$q_1(x,t) = -m \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2}. \quad (8)$$

Плотность нагрузок  $q_2(x,t)$ , появляющаяся за счет перепада давления газа, текущего с одной и с другой сторон пластины, определяется выражением

$$q_2(x,t) = [p(x,t) - p_0(t)] b, \quad (9)$$

где  $p(x,t)$  – давление газа, текущего по каналу клапана вдоль пластины в точке с координатой  $x$  в момент времени  $t$ ;

$p_0(t)$  – давление газа с другой стороны пластины в момент времени  $t$ .

Подставляя значения  $q_1$  и  $q_2$  из выражений (8) и (9) в формулу (5), будем иметь

$$q(x,t) = -m \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} + [p(x,t) - p_0(t)] b. \quad (10)$$

С учетом этого из выражения (4) получим дифференциальное уравнение поперечных колебаний пластины клапана

$$m \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} + EJ \frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4} = [p(x,t) - p_0(t)] b. \quad (11)$$

В уравнении (11) по сравнению с уравнением (4) появились частные производные, поскольку в случае ко-

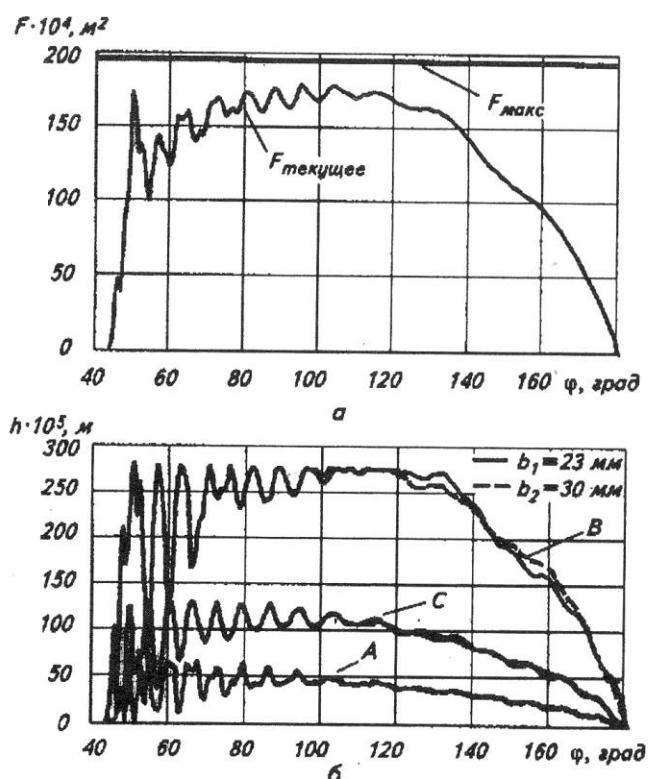


Рис. 2. Изменение сечения щели в зависимости от угла поворота кривошипа  $\phi$ :

а – суммарная площадь сечения клапанов;  
б – перемещение точек  $A$ ,  $B$  и  $C$  пластины

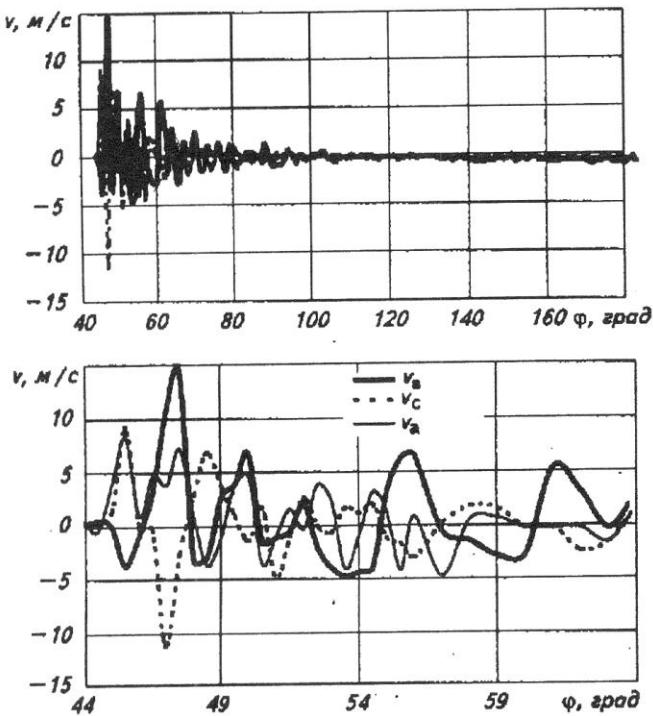


Рис. 3. Изменение скорости движения точек А, В и С пластины в зависимости от угла поворота кривошипа  $\Phi$

лебаний смещение  $y$  зависит не только от  $x$ , но и от  $t$ .

Для однозначного определения смещения  $y(x,t)$  из уравнения (11) нужно знать значения  $p(x,t)$  и  $p_0(t)$  в каждый момент времени.  $p(x,t)$  находим из условия, что давление газа в сечении пограничного слоя, нормальном к поверхности пластины, можно считать постоянным по сечению канала и равным давлению во «внешнем» потоке газа. Так как длина канала клапана значительно больше его высоты, то течение газа во «внеш-

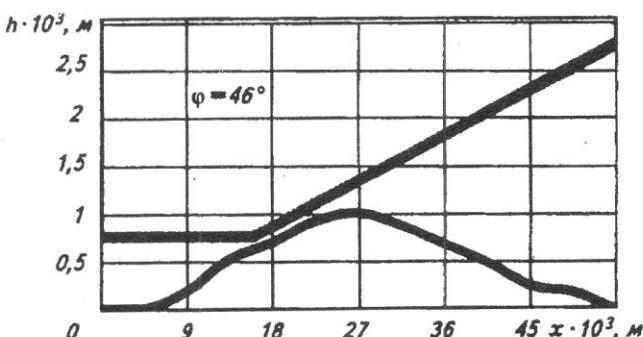
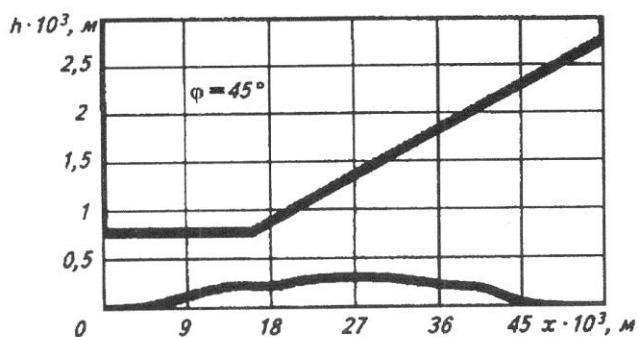
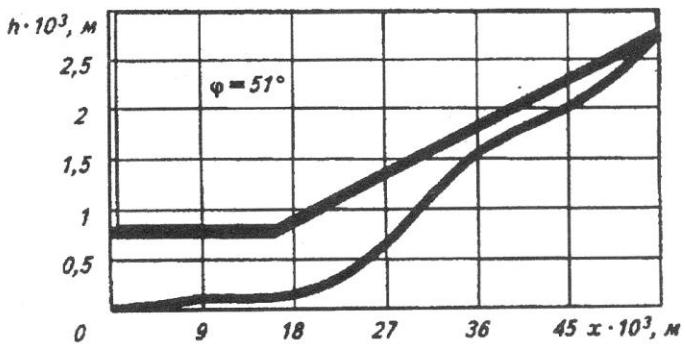
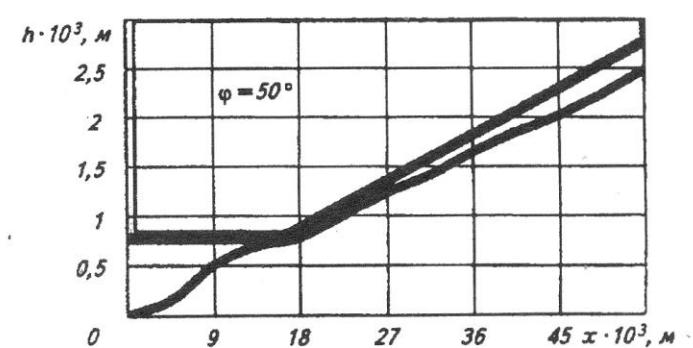
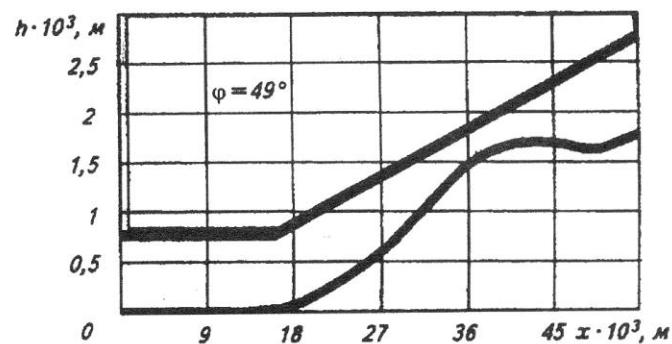
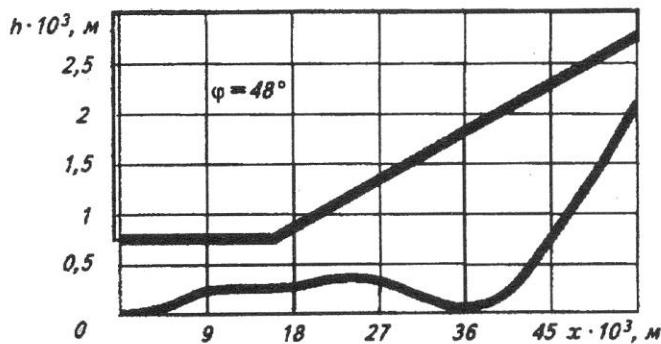
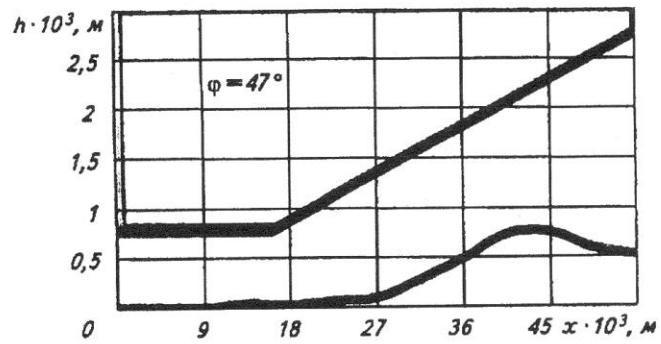


Рис. 4. Положения сечения пластины

ней» области может быть описано уравнением Эйлера, которое справедливо для одномерного нестационарного движения идеальной несжимаемой жидкости [2]:

$$\frac{\partial u(x,t)}{\partial t} + u(x,t) \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p(x,t)}{\partial x}, \quad (12)$$

где  $u(x,t)$  — скорость течения газа в сечении канала клапана с координатой  $x$ , в момент времени  $t$ ;  
 $\rho$  — плотность газа.

Для решения системы уравнений (11), (12) воспользуемся уравнением неразрывности течения газа

$$u(x,t)[F_1(x,t) k_1 + F_2(x,t) k_2] = v_{\pi}(t) F_{\pi}, \quad (13)$$

где  $v_{\pi}(t)$  — скорость движения поршня компрес-

сора (определяется из кинематики кривошипно-ползунного механизма);

$F_{\pi}$  — площадь поршня компрессора;

$F_1(x,t)$  и  $F_2(x,t)$  — эффективные площади сечения канала одной пластины клапана с координатой  $x$  в момент времени  $t$ ;

$k_1$  и  $k_2$  — число пластин шириной соответственно  $b_1$  и  $b_2$ .

Эффективную площадь сечения канала  $F(x,t)$  определяли выражением

$$F(x,t) = [B(x) + y(x,t)]b + 2F^*, \quad (14)$$

где  $B(x)$  — высота канала закрытого клапана (рис.1);

$F^*$  — боковая проходная площадь сечения пластины.

Таким образом, для определения трех неизвестных параметров  $y(x,t)$ ,  $p(x,t)$  и  $u(x,t)$  составлена система трех уравнений (11), (12), (13), поставленная задача статически определима.

*Начальные условия решения задачи.* В момент времени  $t = 0$ ,  $y(x,t) = 0$ ,  $\frac{dy(x,t)}{dt} = 0$ ,  $u(x,t) = 0$ ,  $p(x,t) = p_1$  (давление газа в полости, из которой поступает газ). Для каждого момента времени  $y(x,t) \leq A(x)$  [расстояние от ограничителя до пластины при

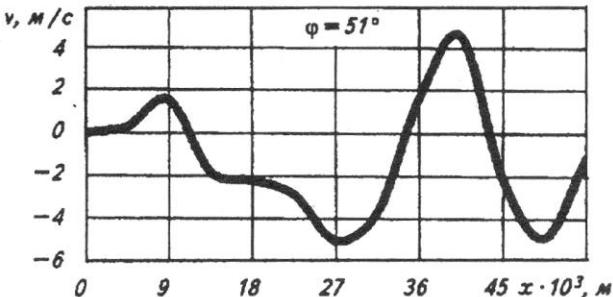
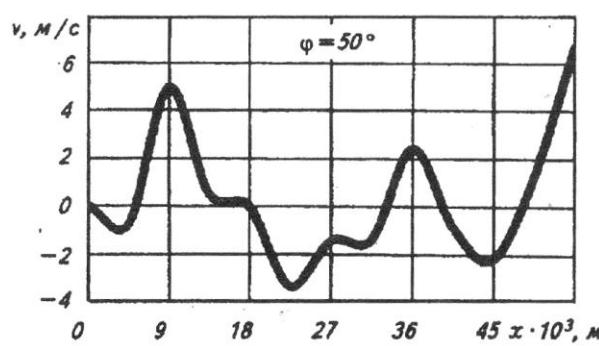
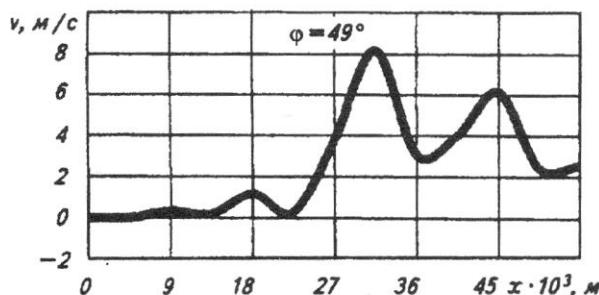
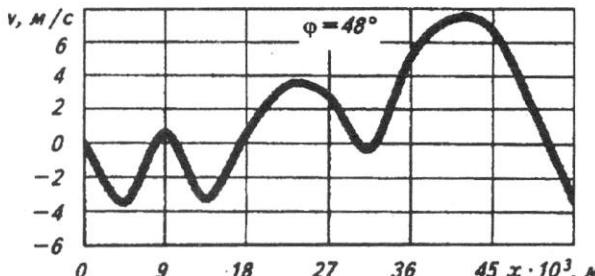
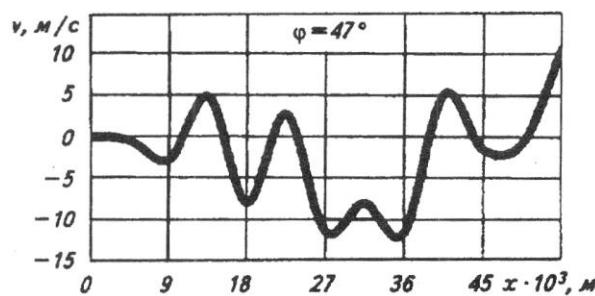
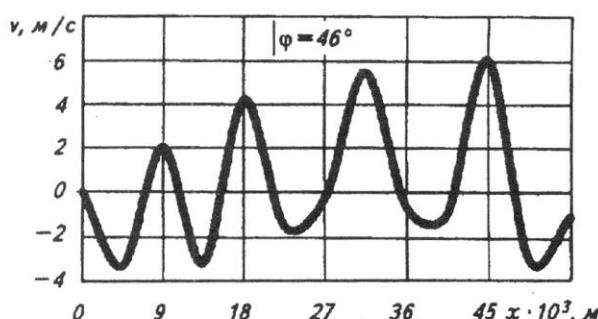
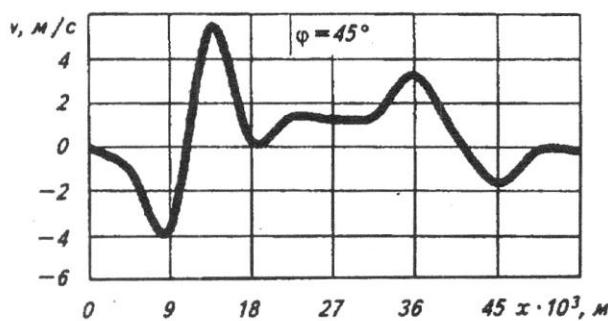


Рис. 5. Скорости точек сечения пластины

закрытом клапане (см. рис. 1)].

*Границные условия решения задачи.* В жестко заданном конце пластины при  $x = 0, y(x,t) = 0, \frac{\partial y(x,t)}{\partial t} = 0, p(x,t) = p_1$ ; на свободном конце пластины при  $x = L, \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} = 0, \frac{\partial^3 y(x,t)}{\partial x^3} = 0, p(x,t) = p_0(t)$ .

Система дифференциальных уравнений (11) – (13) решена на ЭВМ с помощью разработанного конечно-разностного метода для следующих входных данных первой ступени компрессора 2ВМ4-24/9:

частота вращения вала  $n = 750$  об/мин;

ход поршня  $S_n = 150$  мм, диаметр поршня  $D = 420$  мм, отношение радиуса кривошипа к длине шатуна  $\lambda = 0,214$ ;

давление всасывания  $p_{\text{вс}} = 0,1$  МПа;

параметры запорных пластин прямоточного всасывающего клапана ПИК180-04А1: длина  $L = 54$  мм, ширина  $b_1 = 23$  мм (28 шт.) и  $b_2 = 30$  мм (14 шт.), толщина пластин  $\delta = 0,3$  мм, материал пластины – сандвик-17;

первая ступень компрессора имеет по два клапана ПИК180-04А1 на всасывании и нагнетании.

Из рис. 2, а видно, что суммарное текущее сечение в щели клапана никогда не достигает теоретического максимального значения, соответствующего одновременному контакту всех точек пластины с ограничителем. Максимальные значения текущей площади проходного сечения имеют место: при угле поворота кривошипа, близком  $\varphi = 50^\circ$ , – перед первым контактом пластины с ограничителем; при  $80^\circ < \varphi < 116^\circ$  – несколько значений; здесь при скорости движения поршня, близкой к максимальной, более полный контакт пластин с ограничителем обусловлен наибольшими перепадами давления газа на пластине за счет значительных скоростей его течения.

Текущие максимальные сечения в щели клапанов не превышают 91 % от теоретического максимального значения.

Как видно из рис. 2, б, различные точки пластины (*A*, *B* и *C*, см. рис. 1) неоднократно касаются ограничителя, их перемещение носит затухающий колебательный характер на фоне усредненного движения. При этом фазы колебаний различных точек могут отличаться почти на  $180^\circ$ , что подтверждает наличие различных гармоник колебаний пластины. Разница в движении пластин с различной шириной  $b$  незначительна и различима только для точек *B* и *C* при  $\varphi \geq 120^\circ$ . Это объясняется тем, что при увеличении ширины пластины увеличивается пропорционально как ее площадь, а следовательно, и усилия, действующие на нее за счет перепада давления газа, так и ее жесткость. Поэтому вы-

нужденные колебания пластин различной ширины слабо различимы. Собственные колебания пластин тоже не могут сильно отличаться друг от друга, так как при увеличении ширины  $b$  пропорционально повышается не только жесткость пластины, но и масса.

На рис. 3 показаны зависимости скоростей движения точек *A*, *B* и *C* пластины шириной  $b_1 = 23$  мм. Как видно из рис. 3, максимальные значения скоростей движения как положительных, так и отрицательных имеют место в начале открытия клапана. Характер изменения скоростей различных точек одинаковый и представляет собой на фоне усредненного движения затухающие со временем (углом поворота кривошипа) колебания.

Итак, результаты, представленные на рис. 3, выполненных в более крупном масштабе, позволяют сделать вывод, что различные точки пластины одновременно имеют скорости, не совпадающие по фазе вплоть до  $180^\circ$ , что также опровергает предположение о наличии только первой гармоники колебаний при движении пластины.

На рис. 4 показаны положения сечений пластины (упругой линии) клапана для углов поворота кривошипа  $\varphi$  в диапазоне от  $45$  до  $51^\circ$ , соответствующих начальной стадии открытия клапана. На рис. 5 для всех точек этих сечений представлены скорости движения. Первый контакт пластины с ограничителем происходит при  $\varphi = 50^\circ$  и  $x = 16$  мм, конец пластины ( $x = 54$  мм) первый раз касается ограничителя при  $\varphi = 51^\circ$  (см. рис. 4). Для каждого момента времени сечение и скорость движения точек этого сечения представляют собой достаточно сложные кривые. Следовательно, возникающие при этом в пластине внутренние напряжения нестационарны и локальны.

Исходя из полученных данных, можно сделать следующие выводы:

- упругая линия пластины не соответствует первой гармонике колебаний защемленной консольной балки;
- оценка показателей надежности пластин при существующих методах расчета, основанных на одномассовой постановке задачи динамики движения пластин прямоточных клапанов без учета контакта пластин с точками ограничителя, недостаточно корректна и требует дальнейшего совершенствования.

### Список литературы

1. Кинасошвили Р.С. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1965.
2. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1973.