

менению картины интерференционных полос.

Полученные результаты позволяют утверждать, что голографический метод исследования колебаний плоских пластин, выполненных в виде диска, дает достаточную для технических приложений точность результатов.

#### Л и т е р а т у р а

1. Б а б а к о в И.М. Теория колебаний.-М.:Наука, 1965. - 559 с.

2. О с т р о в с к и й Ю.И., Б у т у с о в М.М., О с т р о в с к а я Г.В. Голографическая интерферометрия.-М.:Наука, 1977.- 336 с.

УДК 532.517.6

А.Г.К о н е в

#### К ОПРЕДЕЛЕНИЮ КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА В ПРЕРЫВАЮЩЕМ УСТРОЙСТВЕ СИРЕННОГО ПУЛЬСАТОРА

Технические возможности стендов для частотных испытаний гидравлических элементов и систем, точность результатов испытаний в значительной мере определяются характеристиками генераторов колебаний жидкости (пульсаторов). Наиболее широко в стендах для частотных испытаний используются генераторы сиренного типа.

Проектирование прерывающего элемента сиренного генератора предполагает решение двух основных задач: 1) определение максимального значения площади проходного сечения прерывающего элемента; 2) определение закона изменения площади проходного сечения прерывающего элемента по углу поворота ротора (профилирование прерывающего элемента).

Успешное решение этих задач возможно только при наличии данных о величине и характере изменения коэффициента расхода жидкости при периодическом изменении площади проходного сечения.

Несмотря на широкое применение аппаратов и устройств различного назначения, в которых реализуется течение жидкости через

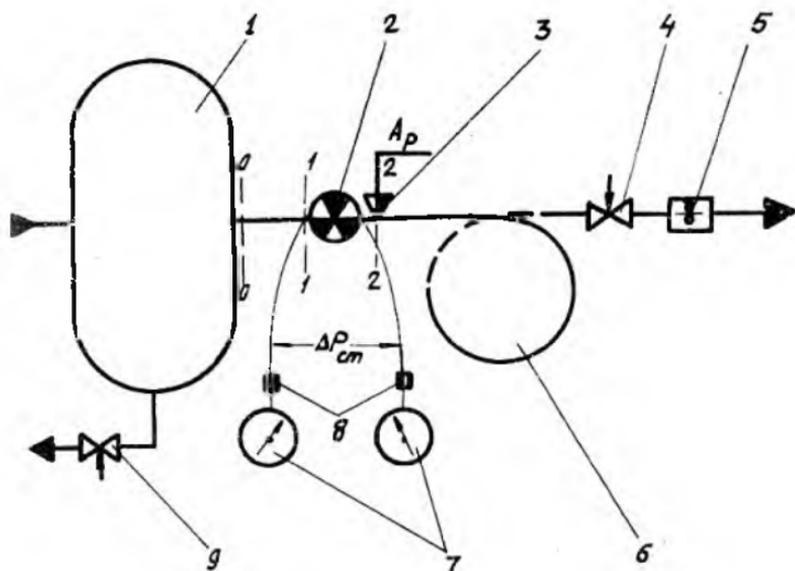
дресселирующие отверстия переменной во времени площади, исследованиям: потеря напора и коэффициентов расхода прерывающих элементов посвящено очень ограниченное число работ. Здесь следует отметить работу [1], в которой исследовано течение жидкости при периодических перемещениях золотников (0,04...0,28 мм) в диапазоне частот 3...20 Гц и статических перепадах давления 8...13 МПа, а также работу [2], в которой изложены методика и результаты экспериментального исследования коэффициентов расхода для гидродинамической сирены при статических перепадах давления до 0,27 МПа в диапазоне частот 500...6000 Гц.

Данные, приведенные в цитированных работах, однако, не могут быть использованы для расчета прерывающих элементов пульсаторов, используемых в стендах для частотных испытаний, как в силу значительных конструктивных и размерных различий, так и в силу существенного отличия режимов и параметров течения жидкости.

Исследование характера изменения коэффициента расхода внутри периода изменения площади проходного сечения прерывающего элемента весьма трудоемко и не является обязательным для решения задач выбора параметров пульсаторов, предназначенных к использованию в стендах для частотных испытаний элементов топливных и гидравлических систем. Последнее утверждение связано с тем, что для каждого режима работы прерывающего элемента необходим особый (свой) закон профилирования окон, что, в свою очередь, обеспечить практически невозможно, и, следовательно, введение поправок в профиль окон, связанных с изменением коэффициента расхода внутри периода, теряет смысл. Применение среднеинтегральных (за период колебаний) значений коэффициента расхода для выбора параметров прерывающего элемента оказывается, кроме того, возможным ввиду использования устройств коррекции характеристик пульсатора.

Гидравлическая схема стенда для исследования среднеинтегральных значений коэффициента расхода прерывающих элементов приведена на рис.1. В целях упрощения методики обработки результатов и максимального сужения влияния факторов, не связанных непосредственно с процессами в прерывающем элементе, в качестве нагрузки испытуемых пульсаторов был применен "бесконечно длинный" трубопровод ( $d_y = 0,01$  м,  $L = 100$  м). Точки измерения среднего давления и пульсаций давления были максимально приближены к прерывающему устройству.

Для участка трубопроводной цепи, расположенного между уст-



Р и с. 1. Принципиальная схема стенда для исследования расходных характеристик прерывающих элементов: 1 - устройство акустической развязки; 2 - прерывающий элемент; 3 - датчик пульсаций давления; 4 - дроссель; 5 - расходомер; 6 - "бесконечно длинный" трубопровод ( $d_y = 0,01$  м,  $L = 100$  м); 7 - манометры; 8 - демпферы; 9 - перепускной дроссель

ройством акустической развязки (баллон 1) и датчиком пульсаций давления (см.рис.1), можно записать

$$Q_0 + \delta Q = \mu F \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_0 - P_{20}) - \frac{2}{\rho} \left[ L \frac{d\delta Q}{dt} + \delta P_2 \right]}, \quad (I)$$

где  $Q_0$ ,  $\delta Q$  - стационарная и пульсационная составляющие объемного расхода;  $P_0$  - давление в полости устройства акустической развязки;  $P_{20}$ ,  $\delta P_2$  - стационарная и пульсационная составляющие давления в сечении размещения датчика пульсаций;  $F$  - текущее значение площади проходного сечения прерывающего элемента;  $\mu$  - текущее значение коэффициента расхода;  $\rho$  - плотность жидкости;  $L$  - "инерционность" столба жидкости на рассматриваемом участке цепи.

Имея в виду, что  $\delta Q = \delta P_2 Z_B^{-1}$ , где  $Z_B$  - волновое сопротив-

ление нагруженного трубопровода, и что закон колебаний давления в экспериментах был близок к гармоническому, т.е.  $\delta P_2 \approx A_{P_2} \sin(\omega t + \varphi)$  для определения среднеинтегрального значения коэффициента расхода  $\mu_0$  на основании (1) можно использовать выражение

$$\mu_0 = \frac{Q_0}{F_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_0 - P_{20})} \frac{1}{T} \int_0^T \sqrt{\left(1 - \frac{L}{z_f} \frac{d\delta P_2}{dt} - \delta P_2\right)} dt}, \quad (2)$$

где  $\delta P_2 = \frac{\sigma P_2}{P_0 - P_{20}}$  - относительная амплитуда колебаний давления;  $F_0$  - среднеинтегральное значение площади проходного сечения прерывающего элемента;  $T$  - период колебаний.

Формула (2) позволяет рассчитывать значения  $\mu_0$  при измененных средних давлениях на входе и выходе прерывающего элемента и измеренной амплитуде колебаний давления. Однако параметры стенда и режимы проведения экспериментов были выбраны так, что средние значения интеграла, входящего в знаменатель формулы (2), отличались от единицы не более, чем на 5%. Это позволило проводить обработку результатов по упрощенной формуле

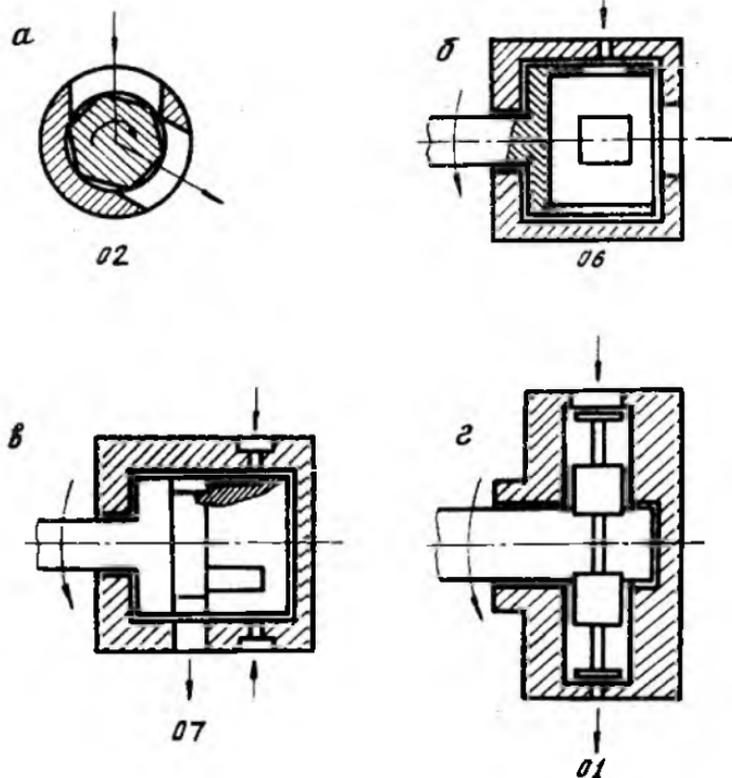
$$\mu_0 = \frac{Q_0}{F_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_0 - P_{20})}}, \quad (3)$$

а измерение амплитуды пульсаций давления осуществлялось только в целях контроля режимов проведения экспериментов.

Эксперименты проводились с пульсаторами, прерывающие элементы которых имели различное конструктивное оформление (рис.2), в диапазоне частот колебаний жидкости 80...1500 Гц, при статических перепадах давления на прерывающем элементе 0,5...7 МПа и противодавлении за пульсатором 1...3,5 МПа. В качестве рабочей среды использовалось масло АМГ-10.

Для каждого пульсатора было проведено 5-7 серий испытаний при различных фиксированных статических перепадах и определены типовые зависимости коэффициента расхода  $\mu_0$  от частоты прерывания потока (рис. 3).

В связи с тем, что характер течения жидкости и гидравлические потери в прерывающем элементе зависят от соотношения радиальной и окружной скоростей потока (рис.4), за обобщенный параметр, определяющий значения коэффициента расхода, был принят комплекс  $\frac{V_r}{\omega R}$ , где  $V_r$  - радиальная скорость течения, опре-

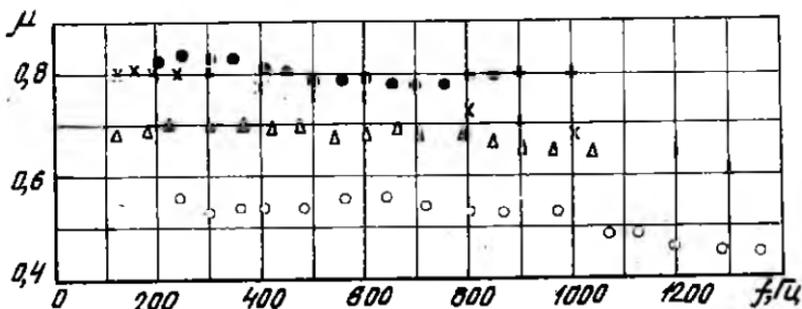


Р и с. 2. Конструктивные схемы прерывающих элементов:  
 а - при  $R = 10$  мм;  $F_0 = 16$  мм<sup>2</sup>; б - при  $R = 15$  мм;  
 $F_0 = 6,6$  мм<sup>2</sup>; в - при  $R = 14$  мм;  $F_0 = 21,6$  мм<sup>2</sup>;  
 г - при  $R = 26$  мм;  $F_0 = 16,8$  мм<sup>2</sup>

деляемая перепадом давления на прерывающем элементе;  $\omega R$  - окружная скорость вращения ротора, однозначно связанная с частотой прерывания потока.

Типовые зависимости коэффициента расхода  $\mu_0$  от комплекса  $\frac{v_r}{\omega R}$  представлены на рис.5; величина радиальной скорости, входящей в комплекс, рассчитывалась по формуле  $v_r = a_0 F_0^{-1}$ .

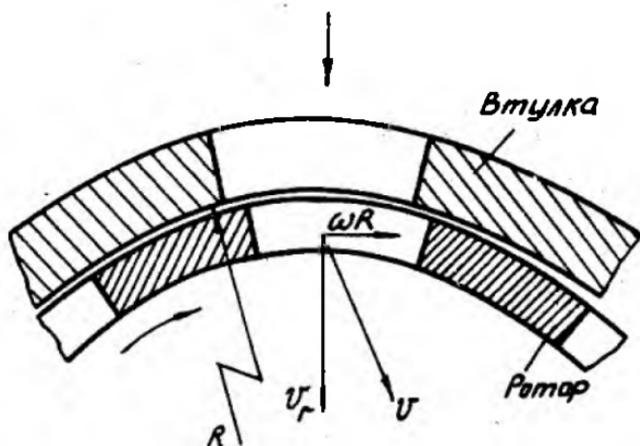
Из приведенных результатов следует, что для значений комплекса  $(\frac{v_r}{\omega R}) \geq 0,5$  величины коэффициентов можно принимать посто-



Р и с. 3. Зависимость среднеинтегрального значения коэффициента расхода от частоты прерывания потока:

$x$  - пульсатор 01  
 $o$  - то же 02  
 $\Delta$  - " - 06  
 $\bullet$  - " - 07

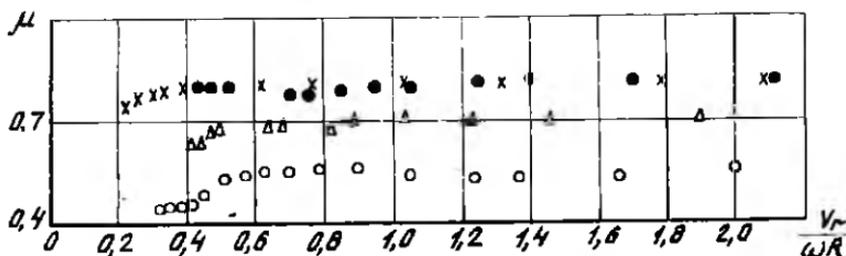
$\Delta p = p_0 - p_{20} = 1,5 \text{ МПа}$



Р и с. 4. Схема течения жидкости в прерывающем элементе

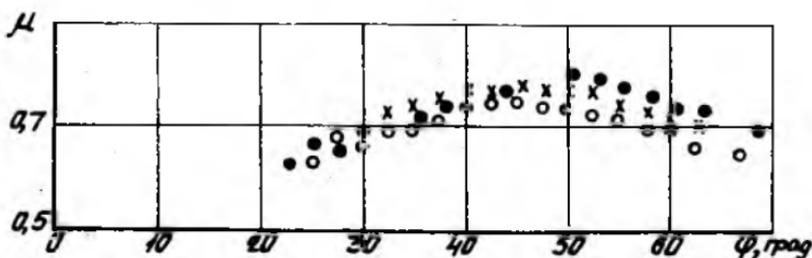
яными и равными среднеинтегральным значениям, полученным при статических проливах. Последнее подтверждается, например, сравнением давлений, приведенных для генератора 06 на рис.5 и 6.

На рис.6 показаны зависимости коэффициента расхода прерывающего элемента пульсатора 06 (4 проходных отверстия в роторе) по



Р и с. 5. Зависимость среднеинтегрального значения коэффициента расхода от соотношения радиальной и окружной скоростей:

$x$  - пульсатор 01 }  
 $o$  - то же 02 }  $\Delta p = p_0 - p_{2D} = 1,5 \text{ МПа}$   
 $\Delta$  - " " 06 }  
 $\blacksquare$  - " " 07 }



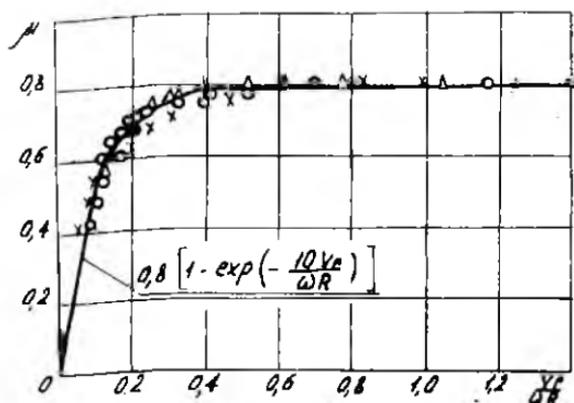
Р и с. 6. Зависимость коэффициента расхода от угла поворота пульсатора 06 в условиях статической проливки:  $x$  - опыт 1;  $o$  - опыт 2;  $\bullet$  - опыт 3

углу поворота ротора в условиях статической проливки (экспериментальные точки для углов поворота  $0 \dots 20^\circ$  и  $70 \dots 90^\circ$  не нанесены в связи с большой погрешностью определения площади проходного сечения прерывающего элемента для указанных диапазонов изменения угла).

Закон изменения коэффициента расхода для значений комплекса  $\left(\frac{v_r}{\omega R}\right) \leq 0,5$  может быть аппроксимирован с достаточной точностью экспоненциальной зависимостью

$$\mu = \mu_0 \left[ 1 - \exp\left(-k \frac{v_r}{\omega R}\right) \right], \quad (4)$$

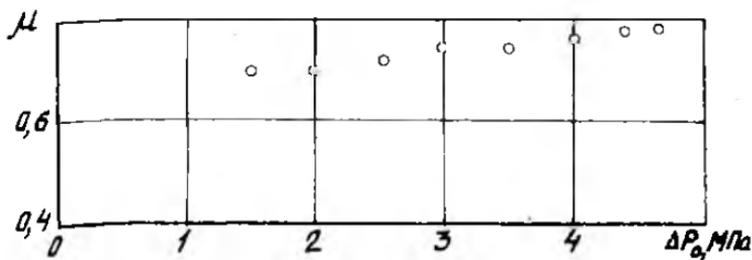
где значения коэффициентов  $\mu_0$  и  $K$  определяются конструктивными особенностями прерывающего элемента. Так, для генератора типа ОI значения коэффициентов  $\mu_0$  и  $K$  (рис.7) соответственно равны 0,8 и 10.



Р и с. 7. Зависимость среднеинтегрального значения коэффициента расхода от соотношения радиальной и окружной скоростей для пульсатора ОI:  $x - \Delta p = 0,4$  МПа;  $o - \Delta p = 0,8$  МПа;  $a - \Delta p = 1,8$  МПа

При фиксированной частоте прерывания потока коэффициент расхода незначительно возрастает при увеличении статического перепада на прерывающем элементе. Так, для генератора типа О6 значение коэффициента изменяется в пределах 0,7...0,77 при увеличении перепада от 1,5 до 4,5 МПа (рис.8).

В целом проведенные исследования позволяют сделать



Р и с. 8. Зависимость среднеинтегрального значения коэффициента расхода от величины постоянного перепада давления на прерывающем элементе (пульсатор О6,  $f = 300$  Гц)

вывод о том, что при проектировании генераторов колебаний с диаметрами ротора прерывающего элемента до 60 мм, работающих при дос-

таточно высоком перепаде статического давления (больше 0,5 МПа), в диапазоне частот 40...2000 Гц, среднеинтегральный коэффициент расхода можно принимать постоянным и равным среднему его значению, полученному из статических проливов.

## Л и т е р а т у р а

1. Е ф р е м о в А.П. Исследование гидравлических характеристик золотниковых распределителей при пульсирующих режимах работы. - Дис. на соис.учен.ст.канд.техн.наук. - Харьков, 1974. - 186 с.
2. Ю д а е в В.Ф., С о п и н А.И., К о к о р е в Д.Т. Истечение жидкости через отверстия ротора и статора сирены. - Изв.вузов: Сер. Машиностроение, 1973, № 8, с.72-76.

УДК 621.512:66.045.7

В.Н.Косоголов, В.М.Писаревский

### ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА И СОПРОТИВЛЕНИЯ ПЕРЕКРЕСТНЫХ ГАЗООХЛАДИТЕЛЕЙ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Дальнейшее повышение технико-экономических показателей работы поршневых компрессоров требует совершенствования процесса охлаждения газа.

В современных компрессорных установках газоохладители являются одним из наиболее энерго- и материалоемких узлов, источником потерь, связанных как с диссипацией энергии потока, так и с недоохлаждением газа. Специфика работы газоохладителей поршневых компрессоров определяется колебательным характером движения газа. Относительная амплитуда колебания скорости, генерируемая цилиндром компрессора, больше 1, средняя скорость газа в трубопроводе - 5-30 м/с. Относительная амплитуда колебания давления не превышает 0,15, а частота гармонических составляющих изменяется от 5 до 50 Гц.

Модифицированный критерий Био -  $Bi^* = 2-6$ . Это означает, что колебания являются низкочастотными, а колебания температуры поверхности трубы  $T_w$  и газа  $T$  - мало зависят от коэффициента теплоотдачи [1]. При переходе поршневых компрессоров на оппозитную базу и повышении числа оборотов вала в качестве газоохладителя