

УДК 534.232

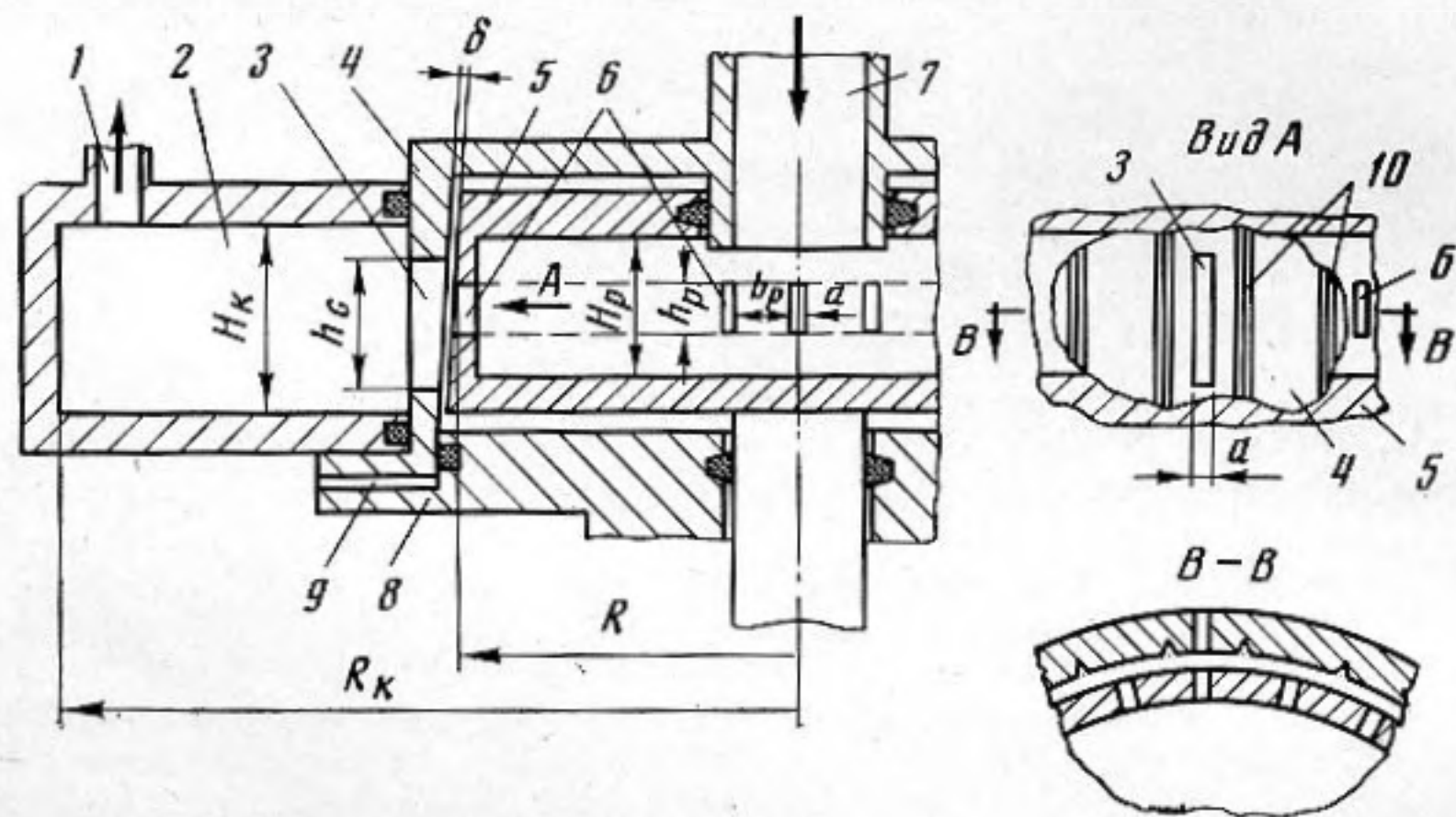
**ВЛИЯНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ЗАЗОРА НА ГИДРОАКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОСИРЕНЫ**

*В. И. Биглер, В. Н. Лавренчик, В. Ф. Юдаев*

Экспериментально определены коэффициент модуляции потока, разность давлений жидкости в полости ротора и камере гидросирены, амплитуда и форма импульса переменного давления в зависимости от величины зазора, в тех случаях, когда сжимаемостью жидкости и газа можно пренебречь.

В статье [1] гидроакустические характеристики радиальной гидродинамической сирены технологического назначения рассматривались без учета влияния величины зазора между ротором и статором, хотя известно, что от зазора зависит качество эмульсии [2] и переменное давление [3].

Нами проведены эксперименты, направленные на выяснение влияния величины зазора на характеристики гидродинамической сирены. Опыты проводились на модели сирены (фиг. 1) с 1, 36, 72 отверстиями прямоугольной формы в роторе и одним отверстием в статоре. Ширина отверстий

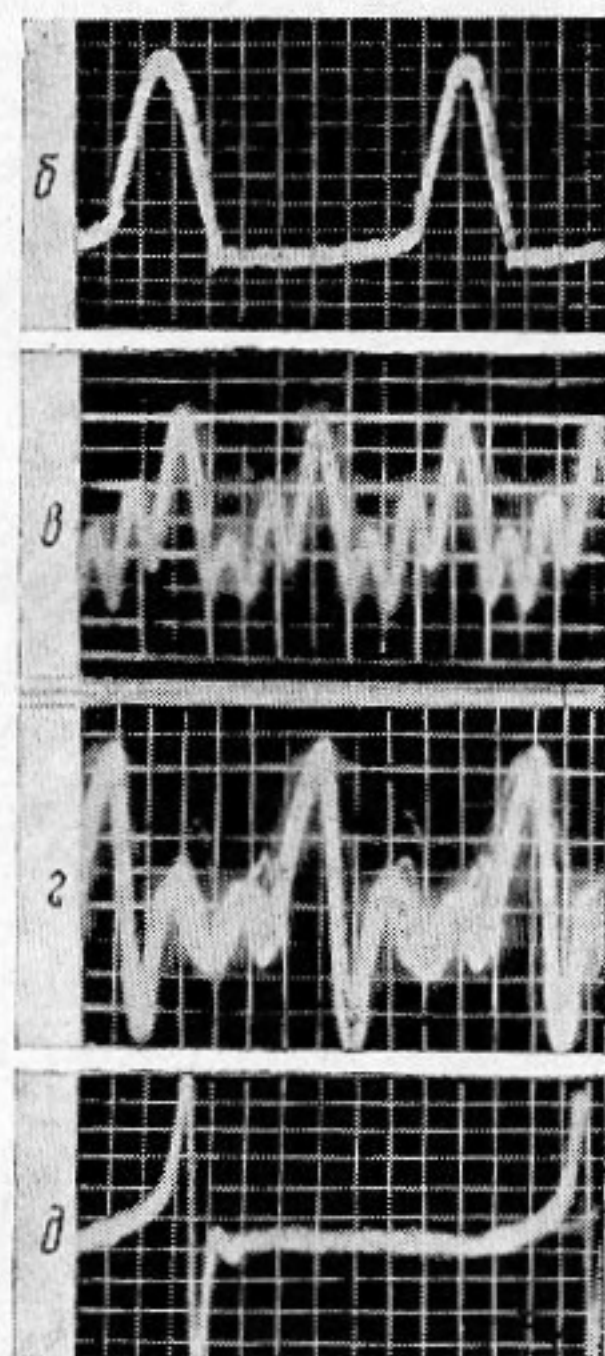
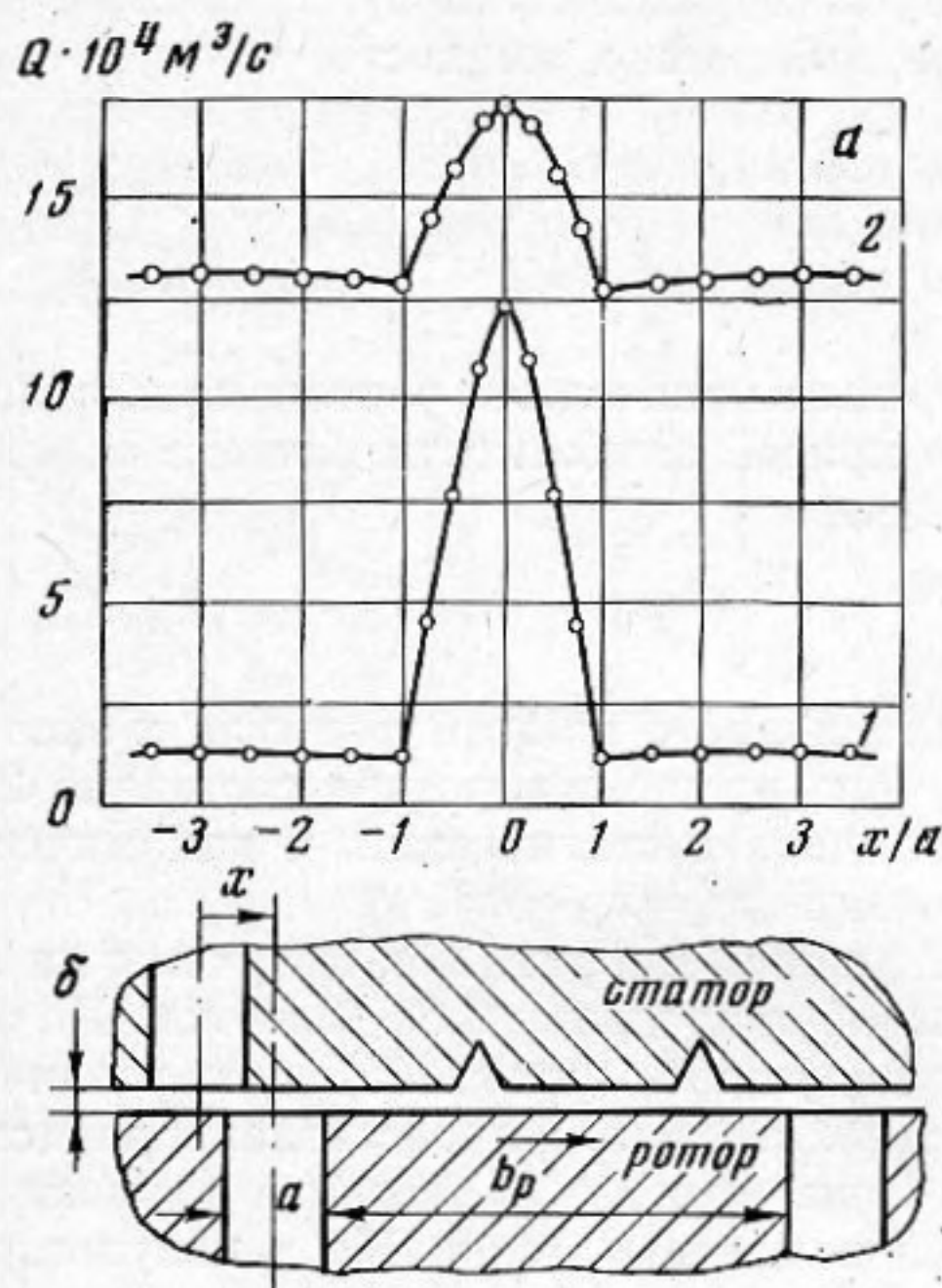


Фиг. 1. Конструктивная схема гидросирены: 1 – выходной патрубок, 2 – камера, 3 – отверстие статора, 4 – статор, 5 – ротор, 6 – отверстия ротора, 7 – входной патрубок, 8 – фланец, 9 – регулировочные пластинки для осевого перемещения статора, 10 – канавки лабиринтного уплотнения

$a=2$  мм, высота в роторе 5 мм, в статоре – 15 мм. Коэффициент заполнения отверстий  $\tau=2a/(a+b_p)$  ( $b_p$  – длина промежутка между отверстиями ротора) для трех вариантов ротора равнялся 0,009, 0,33 и 0,66. Внешний радиус ротора  $R=70$  мм, радиус камеры – 150 мм; толщина стенок ротора 5 мм, статора 10 мм, камеры 15–30 мм, высота полости в роторе 16 мм, в камере 30 мм. На внутренней образующей статора были нарезаны вертикальные канавки лабиринтного уплотнения шириной 1 мм и шагом 4,5 мм (фиг. 2) для создания течению жидкости по зазору дополнитель-



ных местных гидравлических сопротивлений и уменьшения транзитного течения, что позволило увеличить акустическое давление на 15%. Конусность ротора и статора позволяла изменять величину зазора в пределах  $(0,05 \div 0,54)$  мм путем осевого перемещения статора. Вращение ротора осуществлялось двигателем постоянного тока, частота следования импульсов  $f = \omega R / (a + b_p)$  изменялась в пределах  $0 \div 1200$  гц ( $\omega$  — угловая скорость



Фиг. 2. Зависимость расхода воздуха от расстояния между центрами отверстий ротора и статора при постоянном перепаде давлений  $5 \cdot 10^3$  Па в полости ротора и камере при различных величинах зазора между ротором и статором (а): 1 —  $\delta = 0,05$  мм, 2 —  $\delta = 0,54$  мм; осциллограммы давления в потоке пульсирующей струи при различных скоростях перекрывания отверстия статора, м/сек; б — 0,2; в — 0,6; г — 0,8; д — 0,6 статор без лабиринтных канавок

ротора). Расход жидкости и воздуха измерялся ротаметрами, разность давлений жидкости в полости ротора и камере — дифференциальным манометром. В качестве приемника переменного давления использовался звукоприемник с пьезоэлементом из пьезокерамики ЦТС диаметром 12 мм и толщиной 0,5 мм, а при опытах в воздухе микрофон типа МД-200. Частотная характеристика пьезоэлектрического звукоприемника была линейной в пределах  $6 \text{ дБ}$  от 10 до  $2 \cdot 10^4$  гц. Сигналы с приемников подавались на вход осциллографа С1-30 и с его помощью определялись их параметры — амплитуда, длительность, форма.

Очевидно, что изменение проходного сечения  $S(t)$  в случае перекрывания прямоугольных отверстий имеет форму равнобедренного треугольника. Как показали измерения, зависимость расхода от величины смещения  $x$  центра отверстия ротора от центра отверстия статора при разности давлений жидкости  $\Delta p = \text{const}$ , измеренная в статическом режиме, была подобна закону изменения проходного сечения для потока  $S(t)$  (фиг. 2, а); однако производная расхода по смещению  $\frac{\partial Q}{\partial x}$  не претерпевала разрывов. С из-

менением величины  $\delta$  зазора между ротором и статором вид зависимости  $Q(x)$  практически не изменялся, а разность расходов  $(Q_{\text{max}} - Q_{\text{min}})$  при полностью открытом ( $Q_{\text{max}}$ ) и перекрытом ( $Q_{\text{min}}$ ) отверстии статора и ста-



тический коэффициент модуляции потока

$$(1) \quad m_c = (Q_{\max} - Q_{\min}) / Q_{\max}$$

уменьшались с увеличением  $\delta$ . Такой же вид должна иметь зависимость расхода от времени  $Q(t)$  при вращении ротора с постоянной угловой скоростью, так как время установления течения много меньше длительности перекрывания [4]. Для проверки этого допущения и соответствия  $m_c$ , измеренного в статике динамическому коэффициенту модуляции  $m_d$  в рабочем режиме сирены вычислялся средний расход жидкости

$$(2) \quad \langle Q \rangle = \frac{1}{T} \int_0^T Q(t) dt$$

через сирену и сравнивался с измеренным значением расхода при вращающемся роторе. Полагая, что форма кривой зависимости расхода от времени является треугольной, мы получаем

$$(3) \quad \langle Q \rangle = Q_{\max} [1 - m_c (1 - \tau/2)].$$

Относительное расхождение вычисленного по этой формуле и экспериментально определенного расхода при вращении ротора составило 2,6% при надежности 0,9, что позволило считать статический и динамический коэффициенты модуляции одинаковыми ( $m_c = m_d = m$ ).

Зависимости, подобные представленным на фиг. 2, а, получены на воде и веретенном масле для 11 значений  $\delta$  в пределах 0,05—0,54 мм. По этим кривым определялся коэффициент модуляции потока (1) для различных величин зазоров и рабочих жидкостей. На фиг. 3 представлены зависимости коэффициента модуляции для воды (кривая 1), воздуха (кривая 2) и масла (кривая 3) от относительной величины зазора  $\delta/a$  в полулогарифмических координатах. Из графиков следует, что эти зависимости можно представить в виде

$$(4) \quad m = m_0 \exp(-k\delta/a),$$

где  $m_0 = 1$  — глубина модуляции при нулевой величине зазора, для воды  $k = 6$ , для воздуха  $k = 5,2$ . Для масла характерны две области:  $k = 2,3$  в области малых зазоров ( $\delta < 0,3$  мм) и  $k = 4,1$  для зазоров, превышающих 0,3 мм. Объяснение этому надо искать, видимо, в изменении режима течения жидкости в зазоре. В то время как течение воды и воздуха является турбулентным вплоть до самой малой величины зазора (число Рейнольдса  $Re = v\delta/\nu = (1 \div 5) \cdot 10^3$ , где  $v$  — средняя скорость течения жидкости в зазоре,  $\nu$  — кинематический коэффициент вязкости), режим течения масла переходит из ламинарного в турбулентный ( $Re = 10 \div 20$ ) в области  $\delta = 0,2 - 0,3$  мм. Характер течения определялся также по виду зависимости  $Q$  от  $\Delta p$ . Из графиков фиг. 3 следует, что с увеличением кинематической вязкости коэффициент модуляции растет (неразвитое турбулентное течение), а влияние величины зазора ослабевает.

Для синусоидального закона изменения проходного сечения отверстия звуковое давление пропорционально глубине модуляции потока и средней разности давлений жидкости в полости ротора и в камере [4]. Разность давлений жидкости  $\Delta p$  измерялась при вращении ротора с угловой скоростью  $87,5 \text{ сек}^{-1}$  и при различных величинах зазора. Расход жидкости поддерживался постоянным:  $10^{-4} \text{ м}^3/\text{сек}$  для воды и масла,  $5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{сек}$  для воздуха. Полученные зависимости представлены на фиг. 4: для воздуха (кривая 1) и для воды (кривая 2) в логарифмических координатах, для масла (кривая 3) в полулогарифмических. Для воды и воздуха при указанных значениях расхода эта зависимость аппроксимируется степенной



функцией

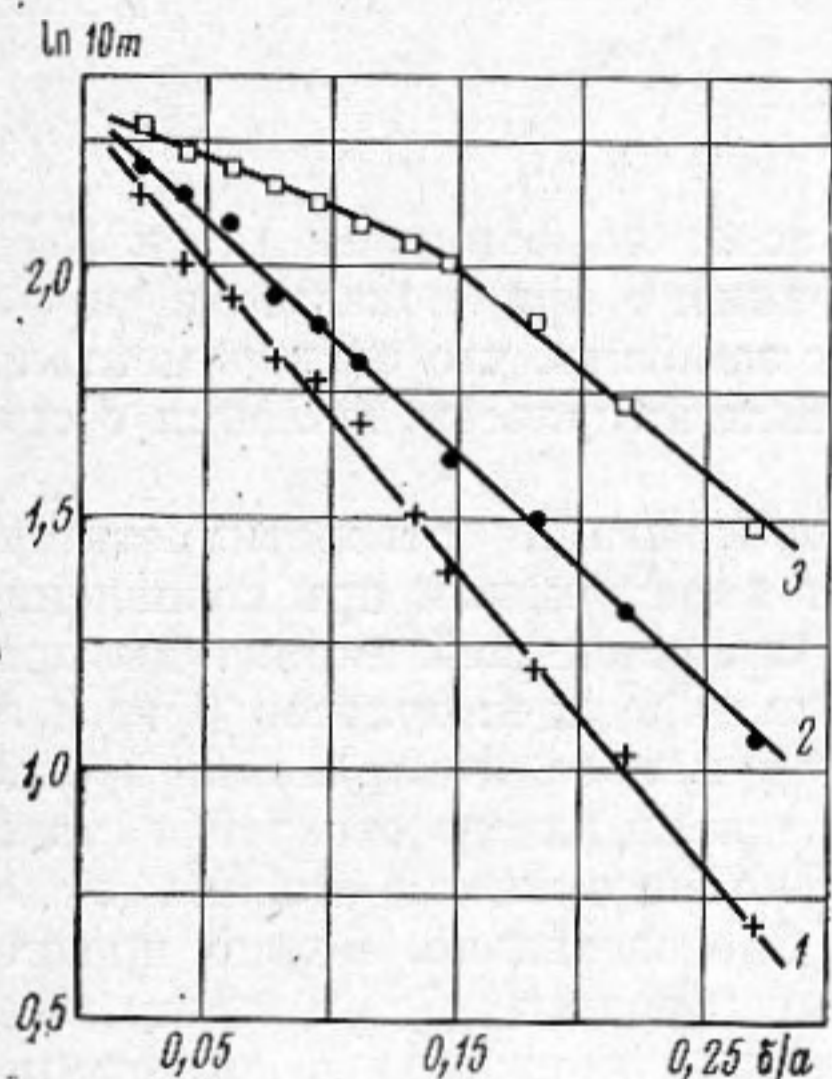
$$(5) \quad \Delta p = \Delta p_0 (a/\delta)^\alpha,$$

где  $\alpha = 1,3$ ,  $\Delta p_0 = 1,8 \cdot 10^3$  Па для воды и 1,8, 5,0 Па для воздуха. Экстраполяция по данной зависимости в область  $\delta \rightarrow 0$  не является правомерной, так как при весьма малых зазорах меняется режим течения. Для масла характерно ламинарное течение с большим перепадом давлений, и зависимость последнего от зазора аппроксимируется экспонентой.

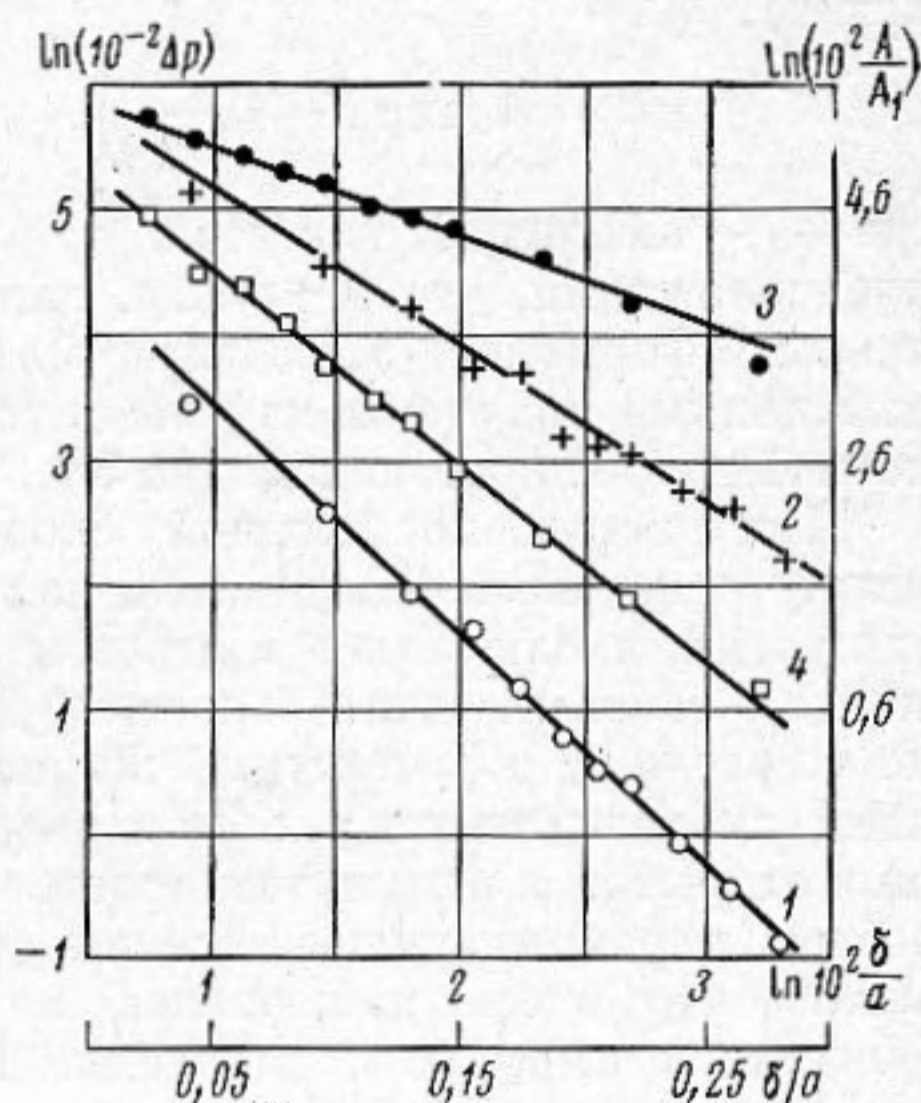
$$(6) \quad \Delta p = \Delta p' \exp(-7\delta/a),$$

где  $\Delta p' = 3,6 \cdot 10^5$  Па.

Переменное давление измерялось при двух положениях приемника: 1) в струе, вытекающей из отверстия статора, и 2) за ее пределами. Приемник, помещенный в струе, при малых скоростях перекрывания отверстия



Фиг. 3



Фиг. 4

Фиг. 3. Зависимость логарифма коэффициента модуляции от относительной величины зазора  $\delta/a$  для различных жидкостей: 1 — вода,  $\Delta p = 3 \cdot 10^4$  Па; 2 — воздух,  $\Delta p = 5 \cdot 10^3$  Па; 3 — масло,  $\Delta p = 10^5$  Па

Фиг. 4. Зависимость логарифма разности давлений в полости ротора и камере от логарифма относительной величины зазора  $\delta/a$  при постоянном расходе: воздух,  $Q = 5 \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup>/сек (1); вода,  $Q = 10^{-4}$  м<sup>3</sup>/сек (2); зависимость логарифма разности давлений для масла  $Q = 10^{-4}$  м<sup>3</sup>/сек (3); зависимость логарифма относительной амплитуды импульса давления в воздухе от относительной величины зазора  $\delta/a$  при  $\omega R = 6$  м/сек (4)

( $< 0,2$  м/сек), регистрировал положительные импульсы переменного давления, совпадающие по форме с  $Q(t)$ , т. е. имеющие характер сглаженных треугольников (фиг. 2, б) [5]. С увеличением скорости перекрывания и, следовательно, скорости изменения расхода  $\frac{\partial Q}{\partial t}$  форма импульсов постепенно (фиг. 2, в) становилась подобной форме изменения  $\frac{\partial Q}{\partial t}$  с одинаково-

выми положительными и отрицательными выбросами (фиг. 2, г). Это позволяет считать, что при малой скорости изменения расхода через отверстие в зоне струи преобладает динамическое давление потока, а при больших скоростях изменения расхода — звуковое давление (звук и псевдозвук, согласно работе [6]). Приемник за пределами струи при любой скорости перекрывания регистрировал только звуковое давление, пропорциональное



Такую же форму имели импульсы давления при течении воды и масла в докавитационном режиме, причем форма импульсов при одинаковых расходах и угловых скоростях вращения  $\omega$  для одинаковых жидкостей не изменялась при изменении скважности импульсов от 110 до 1,5. Проведенные измерения диаграммы направленности и зависимости относительной амплитуды импульса давления от расстояния приемника до отверстия в свободном пространстве удовлетворительно согласуются с представлениями об отверстии статора как точечном монополюльном источнике звука. Относительная амплитуда давления определялась по осциллограммам, что позволяло выделить импульс давления на фоне турбулентных шумов. С увеличением  $\delta$  амплитуда переменного давления в воздухе в области  $\delta=0,05-0,46$  мм уменьшалась по экспоненциальному закону (фиг. 4, кривая 4).

$$(7) \quad A = A_0 \exp\left(-15 \frac{\delta}{a}\right),$$

где  $A_0$  — амплитуда давления при  $\delta=0$ . Расчет по формулам (4) и (5) в предположении, что  $A \sim m \cdot \Delta p$ , дал коэффициент при показателе экспоненты в формуле (7), равный 12. Следует заметить, что экспериментальные данные получены для несинусоидальных импульсов давления с оценочной погрешностью порядка 5%.

При достаточно большой скорости перекрывания отверстия статора между основными импульсами давления, генерируемыми при совпадении отверстий, наблюдались импульсы значительно меньшей амплитуды примерно с такой же длительностью. Длительность этих импульсов (фиг. 2, *г*) не зависела от рода текущей жидкости (воздух, вода, масло), типа приемника, скважности импульсов и расстояния приемника до отверстия статора в открытом и замкнутом пространстве. Она была жестко связана со скоростью перекрывания отверстия статора. Следовательно, можно предполагать, что здесь наблюдался переходный процесс [7] в среде, возбужденной импульсом давления. Проведенные контрольные измерения со статором, не имеющим канавок лабиринтного уплотнения, показали, что в этом случае подобные импульсы имели значительно меньшее время затухания (фиг. 2, *д*). По-видимому, периодическое изменение гидродинамического сопротивления участка отверстие ротора — зазор — отверстие статора из-за наличия лабиринтного уплотнения в зазоре дополнительно изменяло скорость истечения жидкости из перекрытого отверстия статора, [8] что и вызывало появление добавочных импульсов давления.

С точки зрения интенсификации технологических процессов в аппаратах типа гидродинамической сирены логично рассматривать отношение объема  $\bar{V}$ , создающего импульс давления при истечении жидкости в камеру за время совпадения отверстий, ко всему объему  $V$ , вытекающему за период  $T$  перекрывания отверстия статора. Это отношение можно назвать коэффициентом эффективности вентильного устройства  $\sigma$ . Полный объем жидкости, вытекающей за период, складывается из  $\bar{V}$  и постоянного транзитного течения  $V_{тр}$  из-за наличия конечной величины зазора [1]. Если принять зависимость расхода от времени, как и ранее, в форме равнобедренного треугольника (фиг. 2, *а*), то

$$(8) \quad \sigma = \frac{\bar{V}}{\bar{V} + V_{тр}} = \frac{1/2(Q_{max} - Q_{min})\tau T}{1/2(Q_{max} - Q_{min})\tau T + Q_{min} T}$$

или, используя формулу (1),

$$(9) \quad \sigma = m\tau / [2 - m(2 - \tau)].$$

Авторы признательны А. В. Римскому-Корсакову за обсуждение экспериментальных результатов и ценные замечания.



## ЛИТЕРАТУРА

1. В. Ф. Юдаев, Д. Т. Кокорев. Исследование гидродинамической сирены. Изв. вузов. Машиностроение, 1969, 10, 72-78.
2. В. Ф. Юдаев. Особенности диспергирования жидкостей в аппаратах типа гидроакустических сирен. Теор. основы химич. технол., 1973, 7, 5, 805.
3. М. А. Балабудкин, А. А. Барам. Исследование спектральных характеристик жидкостных сирен радиального типа. VI Всес. акуст. конф. Доклад GV.5.1968.
4. А. В. Римский-Корсаков. Электроакустика. М., «Связь», 1973.
5. Б. П. Константинов. Гидродинамическое звукообразование и распространение звука в ограниченной среде. Л., «Наука», 1974.
6. Д. И. Блохинцев. Акустика неоднородной движущейся среды. М.-Л., Гостехиздат, 1946.
7. Л. Д. Ландау, Е. М. Лифшиц. Механика сплошных сред. М., Гостехиздат, 1954.
8. Г. В. Макаров. Уплотнительные устройства. Л., «Машиностроение», 1973.

Московский институт  
химического машиностроения

Поступила  
16 марта 1976 г.