

УДК 62–868:532.542.001.24

РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ ЗАТОПЛЕННОГО ВИБРИРУЮЩЕГО КОНФУЗОРА ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ВИБРАТОРА

Азин Антон Владимирович¹,
antonazin@niipmm.tsu.ru

Богданов Евгений Петрович²,
epbogdanov@mail.ru

Пономарев Сергей Владимирович¹,
psv@niipmm.tsu.ru

Рикконен Сергей Владимирович¹,
rikk2@yandex.ru

¹ Национальный исследовательский Томский государственный университет,
Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 36.

²Национальный исследовательский Томский политехнический университет,
Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30.

Актуальность работы обусловлена необходимостью создания энергоэффективного вибрационного оборудования для подготовки нефти к транспорту. Вибрационные технологии могут существенно повысить производительность нефтяного оборудования при процессах обессоливания, обезвоживания, снижения вязкости и гистерезисного нагрева нефти. Энергоэффективность применения вибрационной обработки заключается и в том, что исключается применение энергозатратных термических методов обработки нефти. В технике не существует теоретических и инженерных методик расчета вибрирующего затопленного конфузора в сплошной жидкой среде. Затопленный в сплошной среде вибрирующий конфузор представляет собой нелинейную колебательную систему, и расчет таких систем вызывает определенную трудность. Проектирование такого вибрационного оборудования связано с созданием оригинальной методики определения гидравлических сопротивлений затопленного вибрирующего конфузора, находящегося вблизи неподвижной поверхности. Методика предназначена для инженеров-разработчиков нефтяного оборудования.

Цель работы: создание методики расчета гидравлических сопротивлений в условиях струеобразования жидкости вибрирующего конфузора. Определение сил сопротивления движению затопленного конфузора в условиях переменных геометрических размеров гидравлической системы. Конфузор работает в неньютоновской жидкости.

Методы исследования. Основным методом исследования является математическое моделирование нелинейной колебательной системы затопленного вибрирующего конфузора при переменных геометрических размерах гидравлической системы.

Результаты. Предложен инженерный метод определения гидравлических сопротивлений затопленного вибрирующего конфузора электромагнитного вибратора и гидравлической силы образования затопленной струи в неподвижной среде. Произведен расчет сил гидравлических сопротивлений подвижного и неподвижного конфузоров электромагнитного вибратора. Проведен анализ сил сопротивления трения, лобовых сопротивлений и местных гидравлических сопротивлений конфузора электромагнитного вибратора.

Ключевые слова:

Конфузор, диффузор, жидкость, вибрация, сила.

Введение

Задача о возвратно-поступательном движении конфузора в жидких сплошных технологических средах представляет значительный научный и практический интерес.

Электромагнитные вибраторы, основанные на принципе возвратно-поступательного движения конфузора с созданием затопленных струй, предназначены для эффективного повышения текучести вязких жидкостей, в основном нефти и нефтепродуктов [1–3]. Создание затопленных струй с высокими сдвиговыми скоростями приводит к качественному перемешиванию, высокой степени диспергации, что значительно сокращает длительность технологических процессов. В ряде случаев такие устройства создают совершенно новые потребительские свойства нефти и нефтепродуктов [1–5].

В технике не существует методик расчета и проектирования вибрирующего затопленного конфузора.

Целью настоящей работы является создание методики расчета гидравлических сопротивлений в условиях струеобразования жидкости вибрирующего конфузора, определения силы сопротивления движению конфузора с предоставлением рекомендаций для конструирования активных элементов названных устройств, работающих в ньютоновских жидкостях.

Постановка задачи

При формировании затопленной струи жидкость вытекает из сопла параллельными струйками и с большой скоростью входит в массу неподвижной жидкости [6–9]. При этом струя претер-

певают существенные изменения – принимает коническую форму, постепенно затормаживается и отдаёт энергию в пограничный турбулентный слой [10–12]. Схематично этот процесс представлен на рис. 1.

Для круглого сечения струи точка 0 является вершиной конуса, определяющего форму струи, и называется полюсом, α – угол конусности струи, который зависит от формы конфузора (сопла).

Для любого сечения струи:

$$d = d_c + 2L \tan \alpha = d_c + kL,$$

где d – диаметр струи на расстоянии L от выходного отверстия конфузора; d_c – выходной диаметр сопла; k – коэффициент растекания струи, $k=2\tan\alpha$.

Сила динамического воздействия струи на неподвижную жидкость характеризуется длиной участка ядра постоянных скоростей (ядра струи) L_H . С увеличением этой длины возрастает проникающая и деструкционная способности струи и, как следствие, увеличивается производительность устройства.

Как следует из рис. 1, длина L_H увеличивается с уменьшением коэффициента k . Экспериментальные исследования показали, что величина k зависит от типа сопла, его относительной длины L_c/d_c и формы входных кромок, где L_c – толщина конфузора.

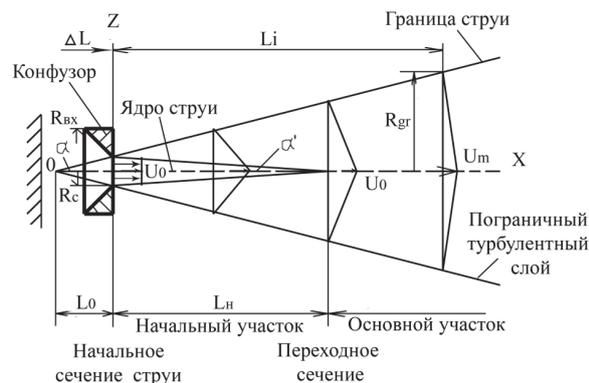


Рис. 1. Схема истечения жидкости из вибрирующего конфузора

Fig. 1. Scheme of liquid outflow from the vibrating confuser

Полюс струи расположен на расстоянии L_0 от начального сечения струи:

$$L_0 = 0,29 \frac{d_c}{2a},$$

где a – коэффициент структуры струи, который зависит от различных условий: плотности и вязкости жидкости; конструкции конфузора и т. д. [5]. Для конкретной конструкции и технологической жидкости коэффициент a определяется экспериментально.

Длина ядра струи:

$$L_H = 0,67 \frac{d_c}{2a}.$$

Тангенс угла, равного половине угла расширения струи:

$$\tan \alpha = 3,4a.$$

Половина высоты струи на расстоянии L_i от начального сечения струи:

$$R_{gr} = 3,4aL_i + \frac{d_c}{2}.$$

Скорость на оси основного участка струи:

$$U_m = 0,96U_0 \frac{d_c}{2aL_i + 0,29}.$$

Конфузор колеблется в пространстве по синусоидальному закону:

$$X_i = X_m \sin \omega t,$$

где X_m – максимальное значение смещения конфузора, m ; ω – угловая частота колебаний конфузора, rad/s [3, 4].

В электромагнитном вибраторе затопленный конфузур представляет собой подпружиненный якорь электромагнита (рис. 2).

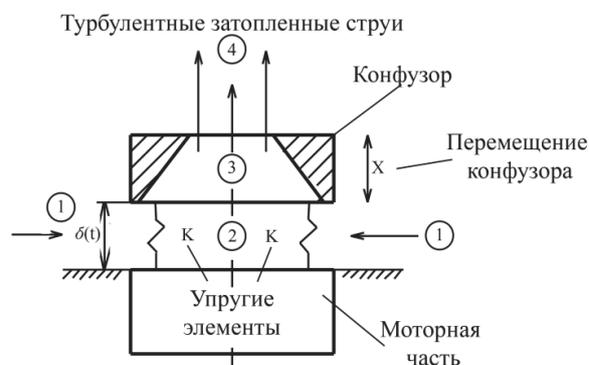


Рис. 2. Схема работы конфузора электромагнитного вибратора

Fig. 2. Scheme of operation of the confuser of electromagnetic vibrator

При подаче на электромагнит моторной части импульсного напряжения по обмотке электромагнита протекает электрический ток, который создает тяговое усилие, и якорь электромагнита (активатор) притягивается к моторной части. Активатор начинает двигаться в сторону уменьшения воздушного зазора $\delta(t)$ (рис. 2). Активатор совершает возвратно-поступательные движения, и за счет разности гидравлических сопротивлений через сопло начинает протекать жидкость [1–3].

Для определения сил сопротивления от трения и сил сопротивления от местных гидравлических сопротивлений целесообразно конструкцию активатора разделить на элементарные зоны (рис. 2, 3), сопротивления в которых описываются известными формулами [10, 13].

Жидкость последовательно протекает через четыре конструктивные зоны: 1 – зона, характеризующая объём и скорость жидкости перед всасыванием её в зазор; 2 – зона движения жидкости в зазоре вибратора; 3 – зона движения жидкости в конфузоре; 4 – зона движения жидкости, выходящей из сопла в окружающую среду [9]. Для простоты понимания схему вибрирующего активатора

(рис. 2) необходимо заменить на статическую схему, в которой конфузор неподвижен, а жидкость меняет направление течения (рис. 3). По этой схеме наглядно можно определить местные гидравлические потери конструкции и потери на трение при изменении зазора электромагнита. Потери на трение пропорциональны вязкости, местные гидравлические сопротивления зависят от конструкции конфузора (элемент резкого сужения, элемент резкого расширения, элемент плавного сужения). В этой схеме только один элемент является переменной величиной – площадь сечения входа в зазор $S_{ZAZ}(\delta)$.

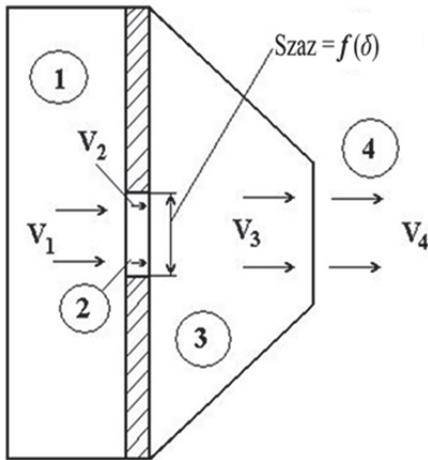


Рис. 3. Схема конструкции активатора для определения местных гидравлических потерь

Fig. 3. Design scheme of an activator for determining local hydraulic losses

Движению активатора препятствует сила гидравлического сопротивления, в которую, кроме сил сопротивления на трение и местные сопротивления, входит лобовое сопротивление [14–16].

Суммарная сила гидравлического сопротивления для прямого хода якоря (течение жидкости слева направо, конфузор притягивается к электромагниту – движется справа налево, рис. 3) состоит из следующих составляющих:

- сила вязкого трения в зазоре

$$F_{ZAZ}(\delta) = \eta \frac{S_{pl}}{\delta(t)} V_{\delta} = \eta \frac{S_{pl}}{\delta(t)} \frac{S_{vch}}{S_{ZAZ}(\delta)};$$

- сила вязкого трения в конфузоре

$$F_{SOP} = \eta S_{SOP} \frac{V_{ak}}{d_{SOP}};$$

- сила лобового сопротивления конфузора

$$F_{lob} = C1 S_{aktiv} \frac{\rho}{2} V_{ak}^2;$$

- сила местного гидравлического сопротивления резкого сужения (переход из зоны 1 в зону 2)

$$F_{s1-2}(\delta) = \zeta_{1-2} \frac{\rho}{2} S_{ZAZ}(\delta) V_{\delta}^2 = \zeta_{1-2} \frac{\rho}{2} S_{ZAZ}(\delta) \frac{S_{vch}}{S_{ZAZ}(\delta)} V_{ak}^2;$$

- сила местного гидравлического сопротивления резкого расширения (из зоны 2 в зону 3)

$$F_{r2-3}(\delta) = \zeta_{2-3}(\delta) \frac{\rho}{2} S_{vch} V_{ak}^2;$$

- сила местного гидравлического сопротивления в конфузоре (медленное сужение в зоне 3)

$$F_{k3} = \zeta_3 \frac{\rho}{2} S_{SOP} V_{SOP}^2 = \zeta_3 \frac{\rho}{2} S_{SOP} \frac{S_{vch}}{S_{SOP}} V_{ak}^2;$$

- сила местного гидравлического сопротивления внезапного расширения из зоны 3 в зону 4 (площадь в зоне 4 в три раза больше площади зоны 3)

$$F_{r3-4} = \zeta_{3-4} \frac{\rho}{2} 3 S_{SOP} \left(\frac{S_{vch}}{S_{SOP}} \right)^2 V_{ak}^2;$$

- коэффициенты местных гидравлических сопротивлений [4, 5]

$$\zeta_{1-2} = 0,45; \zeta_{2-3}(\delta) = \left(\frac{S_{vch}}{S_{ZAZ}(\delta) - 1} \right)^2;$$

$$\zeta_3 = 0,84; \zeta_{3-4} = \left(\frac{3 S_{SOP}}{S_{SOP} - 1} \right)^2.$$

В формулах используются следующие параметры: $\delta(t)$ – зазор между активатором и моторной частью, m ; V_{δ} – скорость жидкости в зазоре, m/s ; V_{ak} – скорость конфузора, m/s ; η – динамическая вязкость, $Pa \cdot s$; ρ – плотность жидкости, kg/m^3 ; S_{pl} – площадь активатора в зазоре, m^2 ; S_{vch} – входная площадь сопла, m^2 ; $S_{ZAZ}(\delta)$ – площадь входа в зазор, m^2 ; d_{SOP} – диаметр входа в сопло, m ; S_{SOP} – площадь сопла, m^2 ; $C1$ – коэффициент лобового сопротивления прямого хода активатора, $C1=1,1$; $C2$ – коэффициент лобового сопротивления обратного хода активатора, $C2=0,3$; S_{aktiv} – площадь конфузора, m^2 [17–19].

Суммарная сила гидравлического сопротивления движению прямого хода конфузора (жидкость течет слева направо) складывается из суммы сопротивлений:

$$F_{C1}(\delta) = F_{ZAZ}(\delta) + F_{SOP} + F_{lob} + F_{r1-2}(\delta) + F_{r2-3}(\delta) + F_{k3} + F_{r3-4}.$$

Сила гидравлического сопротивления конструкции при разных зазорах δ_i (вязкость и плотность соответствуют воде):

$$d_{SOP} = 24 \cdot 10^{-3} m; S_{vch} = 3 \cdot 10^{-3} m^2; S_{SOP} = 0,453 \cdot 10^{-3} m^2; S_{pl} = 3,923 \cdot 10^{-3} m^2;$$

$$S_{aktiv} = 5,73 \cdot 10^{-3} m^2; S_{ZAZ}(\delta) = L_{okr} \cdot \delta_i;$$

$$L_{okr} = 565 \cdot 10^{-3} m; \eta = 10^{-3} Pa \cdot s; \rho = 1000 \frac{kg}{m^3}.$$

Конфузор имеет положение покоя на расстоянии 5 mm от стенки электромагнита, и поэтому при минимальных зазорах δ_i имеет максимальную величину виброскорости [1, 4–6].

Среднее значение вибро смещения конфузора на частоте колебаний 50 Hz составляет 5 mm , что

при скорости V_{ak} составляет $1,57 \text{ m/s}$. В статической схеме принимается скорость жидкости равной $1,57 \text{ m/s}$.

По расчетным данным видно, что для жидкостей, близких по вязкости и плотности к воде, основное сопротивление движению активатора при прямом ходе оказывают местные гидравлические сопротивления – сопротивление резкого расширения и резкого сужения (рис. 3). Эти силы сопротивления резко возрастают при уменьшении зазора, особенно существенно возрастает сила резкого расширения [20, 21].

Сила лобового сопротивления увеличивается с уменьшением зазора из-за того, что уменьшение зазора в вибраторе сопровождается увеличением скорости конфузора V_{ak} в квадрате. Но это увеличение существенно ниже увеличения сил сопротивления от местных потерь.

Силы трения в зазоре резко увеличиваются только при малых зазорах, но они тоже невелики (рис. 4).

Зависимость суммарной силы сопротивления резко возрастает (в десятки раз) с уменьшением зазора (рис. 6). Основной вклад в суммарную силу имеют силы резкого расширения F_{r2-3} , F_{r3-4} .

Численные результаты

Гидравлические сопротивления движению активатора при обратном ходе (жидкость течет справа налево):

- сила лобового сопротивления конфузора:

$$F_{lob2} = C2S_{aktiv} \frac{\rho}{2} V_{ak}^2.$$

- сила местного гидравлического сопротивления резкого сужения (переход из зоны 4 в зону 3):

$$F_{S4-3}(\delta) = \zeta_{4-3} \frac{\rho}{2} S_{SOP} V_{\delta}^2 = \zeta_{4-3} \frac{\rho}{2} S_{SOP} \left(\frac{S_{vch}}{S_{SOP}} \right)^2 V_{ak}^2.$$

- сила местного гидравлического сопротивления постепенного расширения (течение жидкости в конфузоре справа налево):

$$F_{r3} = \zeta_3 \frac{\rho}{2} S_{SOP} \left(\frac{S_{vch}}{S_{SOP}} \right)^2 V_{ak}^2;$$

- сила местного гидравлического сопротивления резкого сужения (переход из зоны 3 в зону 2):

$$F_{S3-2}(\delta) = \zeta_{3-2} \frac{\rho}{2} S_{ZAZ}(\delta) V_{\delta}^2 = \zeta_{3-2} \frac{\rho}{2} S_{ZAZ}(\delta) \left(\frac{S_{vch}}{S_{ZAZ}(\delta)} \right)^2 V_{ak}^2;$$

- сила местного гидравлического сопротивления резкого расширения (из зоны 2 в зону 1):

$$F_{r2-1} = \zeta_{2-1}(\delta) 3 \frac{\rho}{2} S_{ZAZ}(\delta) \left(\frac{S_{vch}}{S_{ZAZ}} \right)^2 V_{ak}^2;$$

- сила вязкого трения в конфузоре:

$$F_{SOP} = \eta S_{SOP} \frac{V_{ak}}{d_{SOP}};$$

- сила вязкого трения в зазоре:

$$F_{ZAZ}(\delta) = \eta \frac{S_{P1}}{\delta(t)} V_{\delta} = \eta \frac{S_{vch}}{S_{ZAZ}} V_{ak};$$

$$\zeta_{4-3} = 0,3; \quad \zeta_3 = k \left(\frac{S_{vch}}{S_{SOP}} - 1 \right)^2 = 0,71 \left(\frac{S_{vch}}{S_{SOP}} - 1 \right)^2;$$

$$\zeta_{3-2} = 0,3; \quad \zeta_{2-1}(\delta) = \left(\frac{S_{ZAZ}(\delta)}{S_{SOP}} - 1 \right)^2.$$

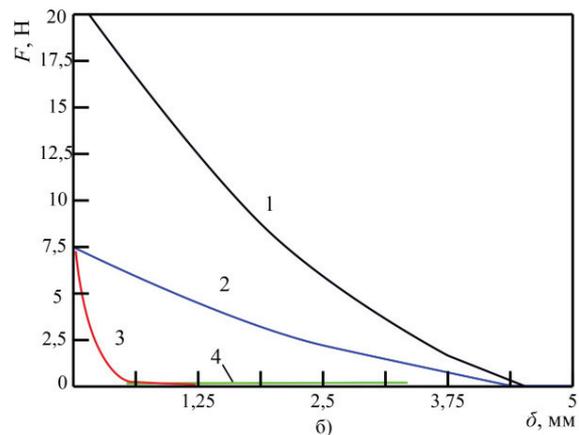
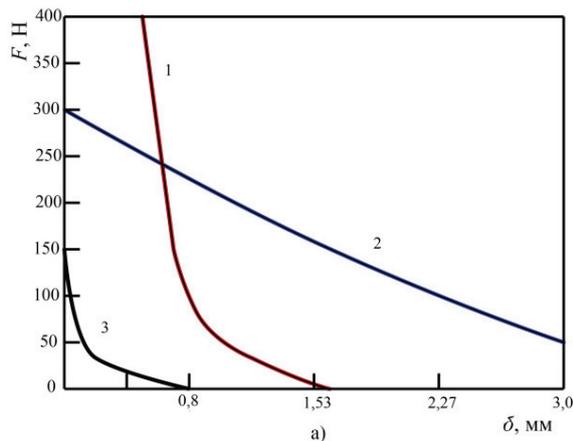


Рис. 4. Сила трения в зазоре при малых зазорах. Зависимость сил сопротивления от изменения зазора $\delta(t)$ за счет: а) местных гидравлических сопротивлений (течение жидкости слева направо): 1, 2 – силы сопротивления резкого расширения; 3 – сила сопротивления резкого сужения; б) сил трения и лобового сопротивления: 1 – сила местного гидравлического сопротивления в конфузоре; 2 – сила лобового сопротивления; 3 – сила трения в зазоре; 4 – сила трения в сопле

Fig. 4. Friction force in the gap at small gaps. Dependence of the resistance forces on the change of the gap $\delta(t)$ due to the: а) local hydraulic resistances (fluid flow from left to right): 1, 2 are the resistance forces of the dramatic expansion; 3 is the force of resistance of an intake; б) friction forces and drag: 1 is the force of the drag in the confuser; 2 is the drag force; 3 is the friction in the gap; 4 is the friction force in the confuser

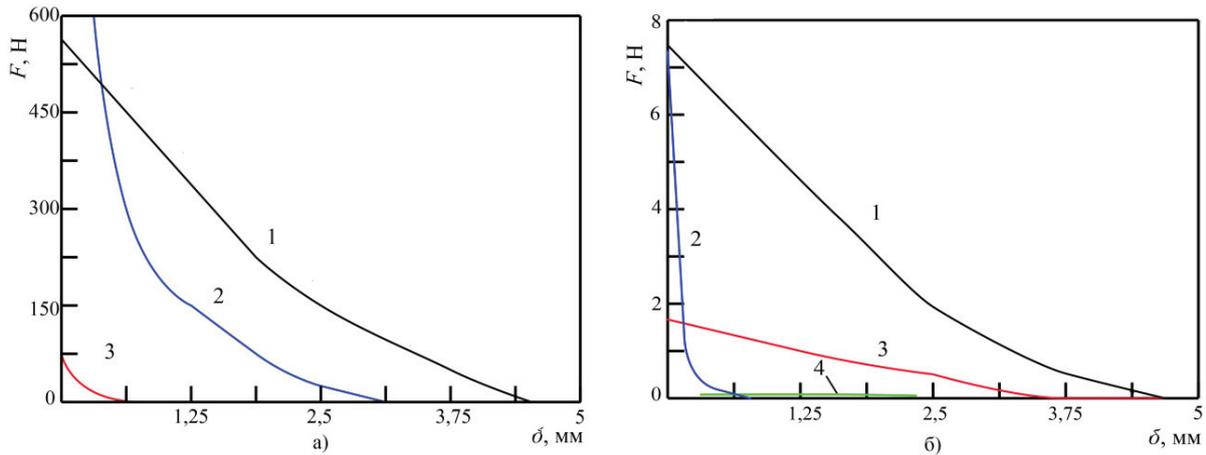


Рис. 5. Зависимости сил гидравлических сопротивлений при обратном ходе. а) Зависимость сил сопротивления от изменения зазора $\delta(t)$: 1 – сила гидравлического сопротивления постепенного расширения (конфузор); 2 – сила гидравлического сопротивления резкого расширения из зоны 2 в зону 1; 3 – сила гидравлического сопротивления резкого сужения; б) Зависимость сил сопротивления от изменения зазора $\delta(t)$: 1 – сила гидравлического сопротивления в зазоре; 2 – сила лобового сопротивления; 3 – сила гидравлического сопротивления резкого сужения из зоны 4 в зону 3; 4 – сила трения в конфузоре

Fig. 5. Dependence of forces of hydraulic resistances on the reverse motion. а) Dependence of the resistance forces from the change of the gap $\delta(t)$: 1 is the resistance force of the gradual expansion; 2 is the resistance forces of the dramatic expansion from zone 2 to zone 1; 3 is the force of resistance of an intake; б) Dependence of the resistance forces from the change of the gap $\delta(t)$: 1 is the force of drag in gap; 2 is the drag force; 3 is the force of resistance of an intake from zone 4 to zone 3; 4 is the friction force in the confuser

Зависимости сил гидравлических сопротивлений при обратном ходе конфузора представлены на рис. 5.

Суммарная сила гидравлического сопротивления движению обратного хода активатора складывается из суммы сопротивлений:

$$F_{C2}(\delta) = F_{ZAZ}(\delta) + F_{SOP} + F_{r2-1} + F_{S3-2} + F_{r3} + F_{S4-3}(\delta) + F_{lob2}.$$

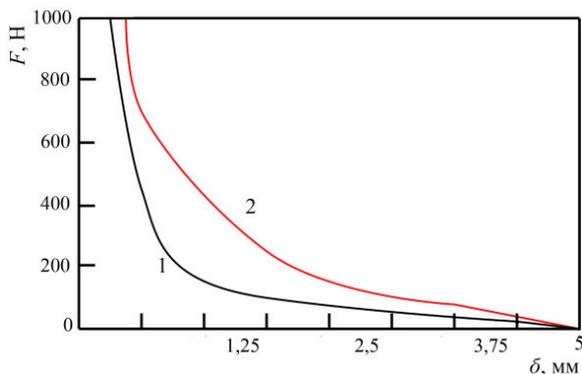


Рис. 6. Суммарные зависимости гидравлических сопротивлений движению жидкости при движении конфузора. Зависимость суммарной силы сопротивления от изменения зазора $\delta(t)$: 1) при течении жидкости слева направо; 2) при течении жидкости справа налево. Плотность $\rho=1000 \text{ kg/m}^3$, вязкость $\eta=10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$

Fig. 6. Total dependences of hydraulic resistances to fluid flow at the confuser movement. Dependence of total resistance force from the change of the gap $\delta(t)$: 1) fluid flows from left to right; 2) liquid flows from right to left. The density is $\rho=1000 \text{ kg/m}^3$, the viscosity is $\eta=10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$

Разность гидравлических сопротивлений системы при колебаниях конфузора равна силе образования однонаправленного движения жидкости из сопла. Для определения разности сил гидравлических сопротивлений системы строятся суммарные зависимости гидравлических сопротивлений движению жидкости при движении конфузора (рис. 6) [17–22].

Выводы

1. В работе представлен анализ гидравлических сопротивлений, которые преодолевает конфузор при работе в жидких сплошных средах. Произведен расчет силы гидравлических сопротивлений неподвижного конфузора. Проведен количественный анализ сил сопротивления трения, лобовых сопротивлений и местных гидравлических сопротивлений для конкретной конструкции конфузора и конкретной жидкости.
2. Более полную картину работы вибрирующего затопленного конфузора можно получить, решая динамическую задачу с учетом всех гидравлических сопротивлений, рассчитанных в данной работе.
3. По расчетным данным видно, что в жидкостях, близких по вязкости и плотности к воде (ньютоновские жидкости), основное сопротивление движению активатора при прямом ходе оказывают местные гидравлические сопротивления – сопротивление резкого расширения и резкого сужения (рис. 4, 5). Эти силы сопротивления резко возрастают при уменьшении зазора, осо-

- бенно существенно возрастает сила резкого расширения.
4. Сила лобового сопротивления растет с уменьшением зазора. Это происходит из-за того, что уменьшение зазора в вибраторе сопровождается увеличением скорости жидкости в конфузоре. Но это увеличение существенно ниже изменения сил сопротивления от местных потерь.
 5. Сила трения в зазоре резко увеличиваются только при малых зазорах, но они тоже невелики.
 6. Зависимость суммарной силы сопротивления резко возрастает (в десятки раз) с уменьшением зазора (рис. 6). Основной вклад в суммарную силу имеет сила резкого расширения канала.
 7. Суммарные силы гидравлических сопротивлений движению жидкости, в зависимости от направления относительно конфузора, будут иметь разные значения. Причем суммарная сила гидравлического сопротивления движению обратного хода активатора F_{c2} больше суммарной силы гидравлического сопротивления движению прямого хода конфузора F_{c1} при одинаковых гидравлических зазорах. Эта разница в сопротивлениях создает однонаправленный поток жидкости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рикконен С.В., Лоскутова Ю.В. Магнитогидромеханические поля: воздействие на вязкостно-температурные свойства высокопарафинистой нефти // *Oil & Gas Journal Russia*. – 2014. – № 3. – С. 28–31.
2. Rikkonen S., Bogdanov E., Nomokonova Yu. Oscillatory system of the jet electromagnetic vibrator // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. – 2014. – V. 66. – P. 1–4.
3. Ткачев О.А., Тугунов П.И. Сокращение потерь нефти при транспорте и хранении. – М.: Недра, 1988. – 116 с.
4. Экспериментальное и компьютерное моделирование гидродинамического шума потока рабочей среды в проточных частях регулирующих органов гидравлических систем / Э.Г. Берестовицкий, М.А. Ермилов, П.И. Кизилов, А.Н. Крючков // XXVII сессия Российского акустического общества, посвященная памяти ученых-акустиков ФГУП «Крыловский государственный научный центр» А.В. Смольякова и В.И. Попкова. – СПб.: РАО, 2014. – 10 с.
5. Shives M.R. Hydrodynamic modeling, optimization and performance assessment for ducted and non-ducted tidal turbines. URL: http://pics.uvic.ca/sites/default/files/uploads/publications/shives_thesis_2011.pdf (дата обращения 01.02.2017).
6. Пассар А.В., Тимошенко Д.В. Численная реализация комплексного метода расчета на примере проточной части турбины турбокомпрессора ТКР911 // *Известия Томского политехнического университета*. – 2015. – Т. 326. – № 5. – С. 79–90.
7. Shina P.K., Das A.K., Majumdar B. Numerical Investigation of flow through Annular Diffusing Duct // *International Journal of Engineering & Technology IJET- IJENS*. – 2011. – V. 11. – № 3. – P. 186–196.
8. Мухаметзянова А.Г., Дьяконов Г.С., Кульментьева Е.И. Гидравлические сопротивление турбулентного потока несжимаемой жидкости в осесимметричных каналах переменного сечения с различными формообразующими // *Вестник Казанского технологического университета*. – 2006. – № 1. – С. 209–216.
9. Gant S., Stallard T. Modelling a tidal turbine in unsteady flow // *Proc. Eighteenth International Offshore and Polar Engineering Conference*. – Vancouver BC, Canada, 2008. – P. 473–479.
10. Cherry E.M. Three-dimensional velocity measurements in annular segments including the effects of upstream strut wake // *International journal of heat and fluid flow*. – 2010. – V. 31. – P. 569–575.
11. Рыженьков В.О., Иващенко В.А., Мулладжанов Р.И. Численное моделирование турбулентного течения и теплопереноса в канале методом спектральных элементов: влияние пространственного разрешения // *Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов*. – 2016. – Т. 327. – № 6. – С. 55–63.
12. Рикконен С.В. Энергетика вязкого течения сплошных сред. Научно-технологическое развитие нефтегазового комплекса // Доклады IV международных научных Надиловских чтений. – Алматы; Томск, 2006. – С. 83–92.
13. Keerthana R., Jamuna R.G. Flow analysis of annular diffusers // *International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA)*. – 2012. – V. 2. – Iss. 3. – P. 2348–2351.
14. Расчетно-экспериментальное исследование кавитационного обтекания гидрокрыла NASA0015 / А.В. Сентябов, М.В. Тимошевский, К.С. Первунин, А.А. Гаврилов, Д.М. Маркович, А.А. Дектерёв // *Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов*. – 2016. – Т. 327. – № 8. – С. 28–43.
15. Numerical Investigations of PGT10 Gas Turbine Exhaust Diffuser Using Hexahedral Dominant Grid / Vaddin Chetan, D.V. Satish, Dr. Prakash S. Kulkarni // *International Journal of Engineering and Innovative Technology (IJEIT)*. – 2013. – V. 3. – P. 392–400.
16. Karsten R., Swan A., Culina J. Assessment of arrays of in-stream tidal turbines in the bay of fundy. URL: <https://doi.org/10.1098/rsta.2012.0189> (дата обращения 14.02.2017).
17. Katepalli R. Sreenivasan. Liquid nitrogen in fluid dynamics: Visualization and velocimetry using frozen particles. *Review of Scientific Instruments*. – 2012. – V. 83. – P. 085101.
18. The prediction of the hydrodynamic performance of marine current turbines / W. Batten, A. Bahaj, A. Molland, J. Chaplin // *Renewable Energy*. – 2008. – V. 33. – P. 1085–1096.
19. Пургина Д.В., Строкова Л.А., Кузеванов К.И. Моделирование гидрогеологических условий для обоснования противооползневых мероприятий на участке набережной реки Камы в городе Перми // *Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов*. – 2016. – Т. 327. – № 6. – С. 116–127.
20. Sagar D., Paul A.R., Jain A. Experimental investigations of flow computational fluid dynamics investigation of turbulent separated flows in axisymmetric diffusers // *International Journal of Engineering, Science and Technology*. – 2011. – V. 3. – № 2. – P. 104–109.
21. Shives M. Evaluation of discrete blade effects for ducted turbines using an actuator-line CFD method. – Greater Victoria: University of Victoria, – 2011. – 120 p.
22. Prakash R. Experimental Investigations of Flow through Annular Diffuser with and without Struts // *European Journal of Scientific Research*. – 2011. – V. 52. – № 3. – P. 366–384.

Поступила 09.02.2017 г.

Информация об авторах

Азин А.В., кандидат физико-математических наук, научный сотрудник Научно-исследовательского института прикладной математики и механики Национального исследовательского Томского государственного университета.

Богданов Е.П., кандидат технических наук, доцент кафедры электротехнических комплексов и материалов Энергетического института Национального исследовательского Томского политехнического университета.

Пономарев С.В., доктор физико-математических наук, старший научный сотрудник Научно-исследовательского института прикладной математики и механики Национального исследовательского Томского государственного университета.

Рикконен С.В., кандидат технических наук, старший научный сотрудник Научно-исследовательского института прикладной математики и механики Национального исследовательского Томского государственного университета.

UDK 62-868:532.542.001.24

CALCULATION OF HYDRAULIC RESISTANCES OF A SUBMERGED VIBRATING CONFUSER OF AN ELECTROMAGNETIC VIBRATOR

Anton V. Azin¹,
antonazin@niipmm.tsu.ru

Eugene P. Bogdanov²,
epbogdanov@mail.ru

Sergey V. Ponomarev¹,
psv@niipmm.tsu.ru

Sergey V. Rikkonen¹,
rikk2@yandex.ru

¹ National Research Tomsk State University,
36, Lenin Avenue, Tomsk, 634050, Russia.

² National Research Tomsk Polytechnic University,
30, Lenin Avenue, Tomsk, 634050, Russia.

The relevance of the discussed issue is caused by the necessity to develop energy-efficient vibrating equipment for oil treatment to transportation. Vibration techniques can significantly improve the performance of the oil equipment in its desalting, dewatering, viscosity reduction and hysteretic heating. Energy efficiency of application of vibrating processing consists in the fact that the use of energy-intensive thermal methods of oil processing is excluded. There are no theoretical and engineering methods of calculation of vibrating submerged cofusers in a continuous liquid medium. The vibrating confuser submerged in a continuous body is a nonlinear oscillatory system; it is difficult to calculate such systems. The construction of such vibrating equipment is associated with the development of original methods for determining hydraulic resistance of submerged vibrating confusers operating close to the fixed surface. The issue is intended for engineers-developers of oil equipment.

The main aim of the study is to develop the methods of calculating the hydraulic resistances in conditions of stream forming of fluid in the vibrating confuser; to determine the resistance force to the submerged confuser movement in conditions of variable geometric sizes of hydraulic system. Confuser works in non-Newtonian fluids.

Research methods. The main method of investigation is mathematical modeling of a nonlinear vibrating system of submerged vibrating confuser with variable geometrical sizes of the hydraulic system.

Results. The authors found out the new engineering method for determining hydraulic resistances of a submerged vibrating confuser of the electromagnetic vibrator and the hydraulic force of initiation of submerged jet in stationary environment. The authors calculated the forces of hydraulic resistances of movable and stationary confusers of electromagnetic vibrator and analyzed the resistance forces of friction, frontal resistances and local hydraulic resistances of the confuser of the electromagnetic vibrator.

Key words:

Confuser, diffuser, liquid, vibration, force.

REFERENCES

- Rikkonen S.V., Loskutova Yu.V. Magnitogidromekhanicheskie polya: vozdeystvie na vyazkostno-temperaturnye svoystva vysokoparafinitoy nefiti [Magnetohydrodynamic fields: effect on viscosity-temperature properties of high-paraffin oil]. *Oil & Gas Journal Russia*, 2014, no. 3, pp. 28–31.
- Rikkonen S., Bogdanov E., Nomokonova Yu. Oscillatory system of the jet electromagnetic vibrator. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2014, vol. 66, pp. 1–4.
- Tkachev O.A., Tugunov P.I. *Sokrashchenie poter nefiti pri transporte i khraneni* [Reduction of oil losses at transport and storage]. Moscow, Nedra Publ., 1988. 116 p.
- Berestovitsky E.G., Ermilov M.A., Kizilov P.I., Kryuchkov A.N. Eksperimentalnoe i kompyuternoe modelirovanie gidrodinamicheskogo shuma potoka rabochey sredy v protochnykh chastyakh reguliruyushchikh organov gidravlicheskih sistem [Experimental and computer modeling of hydrodynamic noise of operating environment flow in the running parts of the regulators of hydraulic systems]. *XXVII sessiya Rossiyskogo akusticheskogo obshchestva, posvyashchennaya pamyati uchenykh-akustikov FGUP «Krylovskiy gosudarstvenny nauchny tsentr» A.V. Smolyakova i V.I. Popkova* [XXVII session of the Russian acoustic society dedicated to the memory of scientists in acousticians of «Krylov State scientific center» named after A.V. Smolyakov and V.I. Popkov]. St-Petersburg, 2014. pp. 10–14.
- Shives M.R. *Hydrodynamic modeling, optimization and performance assessment for ducted and non-ducted tidal turbines*. Available at: http://pics.uvic.ca/sites/default/files/uploads/publications/shives_thesis_2011.pdf (accessed 1 February 2017).
- Passar A.V., Timoshenko D.V. Numerical implementation of the complex method based on the example of the turbine of the turbocharger TKP911. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University*, 2015, vol. 326, no. 5, pp. 79–90. In Rus.
- Shina P.K., Das A.K., Majumdar B. Numerical Investigation of flow through Annular Diffusing Duct. *International Journal of Engineering & Technology IJET-IJENS*, 2011, vol. 11, no. 3, pp. 186–196.
- Mukhametzhanova A.G., Dyakonov G.S., Kulmenteva E.I. Gidravlicheskie soprotivleniye turbulentnogo potoka neszhimaemoy zhidkosti v osesimmetrichnykh kanalakh peremennogo secheniya s razlichnymi formoobrazuyushchimi [Hydraulic resistance of turbulent incompressible fluid flows in axisymmetric channels with a variable cross-section with the various forming]. *Vestnik*

- Kazanskogo tehnologicheskogo universiteta*, 2006, no. 1, pp. 209–216.
9. Gant S., Stallard T. Modelling a tidal turbine in unsteady flow. *Proc. 18th International Offshore and Polar Engineering Conference*. Vancouver BC, 2008, pp. 473–481.
 10. Cherry E.M. Three-dimensional velocity measurements in annular segments including the effects of upstream strut wake. *International journal of heat and fluid flow*, 2010, vol. 31, pp. 569–575.
 11. Ryzhenkov V.O., Ivashchenko V.A., Mullyadzhyanov R.I. Numerical simulation of turbulent flow and heat transfer in a channel with the method of spectral elements: the influence of configuration. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2016, vol. 327, no. 6, pp. 55–63. In Rus.
 12. Rikkonen S.V. Energetika vyazkogo techeniya sploshnykh sred. Nauchno-tehnologicheskoe razvitiye neftegazovogo kompleksa [Energy of viscous flow of continuum. Scientific-technological development of oil and gas complex]. *Doklady IV mezhdunarodnykh nauchnykh Nadirovskikh chteny* [Proc. IVth Int. Scient. Nadrowski readings]. Almaty; Tomsk, 2006. pp. 83–92.
 13. Keerthana R., Jamuna R.G. Flow analysis of annular diffusers. *International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA)*, 2012, vol. 2, Iss. 3, pp. 2348–2351.
 14. Sentyabov A.V., Timoshevsky M.V., Pervunin K.S., Gavrilov A.A., Markovich D.M., Dektarev A.A. Numerical and experimental investigation of cavitation flow of the NACA0015 hydrofoil. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2016, vol. 327, no 8, pp. 28–43. In Rus.
 15. Vaddin Chetan, Satish D.V., Dr. Prakash S. Kulkarni. Numerical Investigations of PGT10 Gas Turbine Exhaust Diffuser Using Hexahedral Dominant Grid. *International Journal of Engineering and Innovative Technology (IJEIT)*, 2013, vol. 3, pp. 392–400.
 16. Karsten R., Swan A., Culina J. Assessment of arrays of in-stream tidal turbines in the bay of fundy. Available at: <https://doi.org/10.1098/rsta.2012.0189> (accessed 14 January 2017).
 17. Katepalli R. Sreenivasan. Liquid nitrogen in fluid dynamics: Visualization and velocimetry using frozen particles. *Review of Scientific Instruments*, 2012, vol. 83, p. 085101.
 18. Batten W., Bahaj A., Molland A., Chaplin J. The prediction of the hydrodynamic performance of marine current turbines. *Renewable Energy*, 2008, vol. 33, pp. 1085–1096.
 19. Purgina D.V., Strokova L.A., Kuzevanov K.I. Modelling of hydrogeological conditions for justification of protective measures in the part of the embankment of the Kama river in Perm. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2016, vol. 327, no. 6, pp. 116–127. In Rus.
 20. Sagar D., Paul A.R., Jain A. Experimental investigations of flow computational fluid dynamics investigation of turbulent separated flows in axisymmetric diffusers. *International Journal of Engineering, Science and Technology*, 2011, vol. 3, no. 2, pp. 104–109.
 21. Shives M. *Evaluation of discrete blade effects for ducted turbines using an actuator-line CFD method*. Greater Victoria, University of Victoria, 2011. 120 p.
 22. Prakash R. Experimental Investigations of Flow through Annular Diffuser with and without Struts. *European Journal of Scientific Research*, 2011, vol. 52, no. 3, pp. 366–384.

Received: 9 February 2017.

Information about the authors

Anton V. Azin, Cand. Sc., scientific associate, National Research Tomsk State University.

Eugene P. Bogdanov, Cand. Sc., associate professor, National Research Tomsk Polytechnic University.

Sergey V. Ponomarev, Dr. Sc., senior researcher, National Research Tomsk State University.

Sergey V. Rikkonen, Cand. Sc., senior researcher, National Research Tomsk State University.