

К. К. ШАЛЬНЕВ

КАВИТАЦИОННОЕ КАЧЕСТВО ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ТРУБ

(Представлено академиком А. И. Некрасовым 27 III 1950)

Кавитационным качеством (кавикачеством) гидродинамической трубы мы называем отношение

$$\kappa = (p_{\infty} - p_n) / \varphi q_{\infty}, \quad (1)$$

где $q_{\infty} = v_{\infty}^2 / 2g$, p_{∞} и v_{∞} — давление и скорость в рабочем сечении $M_{\infty} - M_{\infty}$ экспериментальной коробки на оси гидродинамической трубы в отсутствие испытуемой модели, p_n — давление паров воды, g и γ — ускорение силы тяжести и вес единицы объема воды. Обычно при гидродинамических продувках принимают коэффициент кавитации модели $\lambda_{\infty} = \kappa$.

С помощью кавикачества κ можно выявить степень соответствия данной конструкции трубы конструкции идеальной трубы, не подвер-

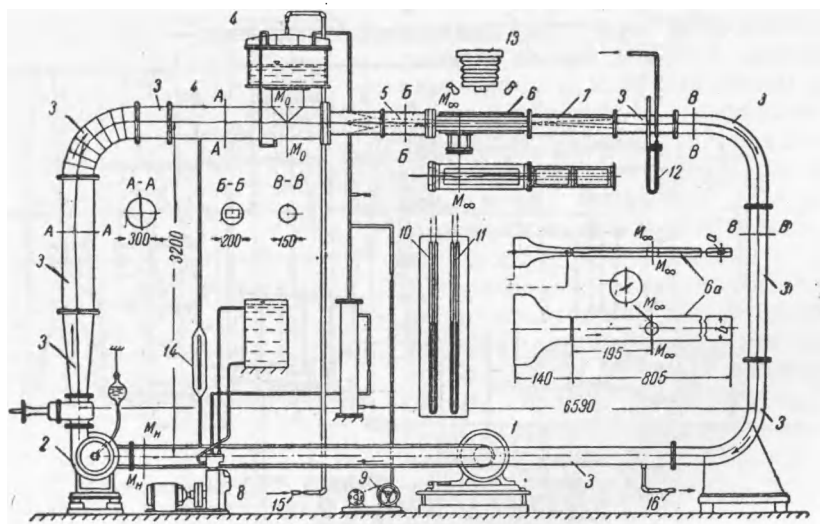


Рис. 1. Схема МГТ ВИГМ. 1 — электромотор постоянного тока, 2 — центробежный насос, 3 — детали трубы для подвода и отвода воды от рабочего участка, 4 — уравнивательная башенка, 5 — переход к соплу, 6 — экспериментальная коробка с соплом и рабочим участком, 6а — внутренние формы сопла и рабочего участка, 7 — диффузор, 8 — компрессор, 9 — вакуумнасос, 10 — ртутно-водяной манометр к соплу-водомеру, 11 — то же к экспериментальной коробке, 12 — воздушно-ртутный манометр к уравнивательной башенке, 13 — фотоаппарат, 14 — термометр для измерения температуры воды, 15 — подвод воды, 16 — спуск воды

женной кавитации, и выяснить влияние кавитации деталей самой трубы на опыты с кавитацией продуваемой модели. Здесь сообщаются

некоторые результаты опытов по исследованию кавитации с помощью κ , построенных по проектам автора малой (МГТ) и большой (БГТ) гидродинамических труб ВИГМ. МГТ (см. рис. 1) была построена и использовалась для исследований физики кавитационных процессов (¹⁻³), БГТ (см. рис. 2) была построена и используется для исследования влияния кавитации на гидромеханические характеристики профилей, употребляемых при сооружении лопастных гидромашин: турбин, насосов и гребных винтов (⁴⁻⁸).

Составив уравнение энергии для течения от сечения $M_0—M_0$ в уравнильной башенке до сечения $M_\infty—M_\infty$:

$$p_0/\gamma + v_0^2/2g = p_\infty/\gamma + v_\infty^2/2g + h_{0\rightarrow\infty},$$

где $p_0/\gamma = p_{\text{вб}}/\gamma + h_0$, $p_{\text{вб}}$ — давление воздуха над свободным горизонтом воды в уравнильной башенке, h_0 — глубина расположения оси трубы под свободным горизонтом воды в уравнильной башенке, p_0 и v_0 — давление и скорость в сечении $M_0—M_0$ на оси трубы и $h_{0\rightarrow\infty}$ — потеря энергии потока на участке трубы от сечения $M_0—M_0$ до сечения $M_\infty—M_\infty$, можно вывести формулу связи κ с гидромеханическими параметрами течения в уравнильной башенке:

$$\kappa = (p_0 - p_n)/\gamma q_\infty + v_0^2/v_\infty^2 - \zeta_{0\rightarrow\infty}. \quad (2)$$

Формула (2) показывает, что при постоянных v_∞ , p_n и $\zeta_{0\rightarrow\infty}$ кавитационное качество идеальной трубы является линейной функцией p_0 и p_∞ и, следовательно, $\kappa = \frac{p_\infty - p_n}{\gamma \lg \alpha}$, где $\alpha = \text{const}$.

Между тем, опыты с МГТ при числе оборотов насоса $n = \text{const}$ обнаружили, что κ с некоторого значения $(p_\infty - p_n)/\gamma$ перестает быть

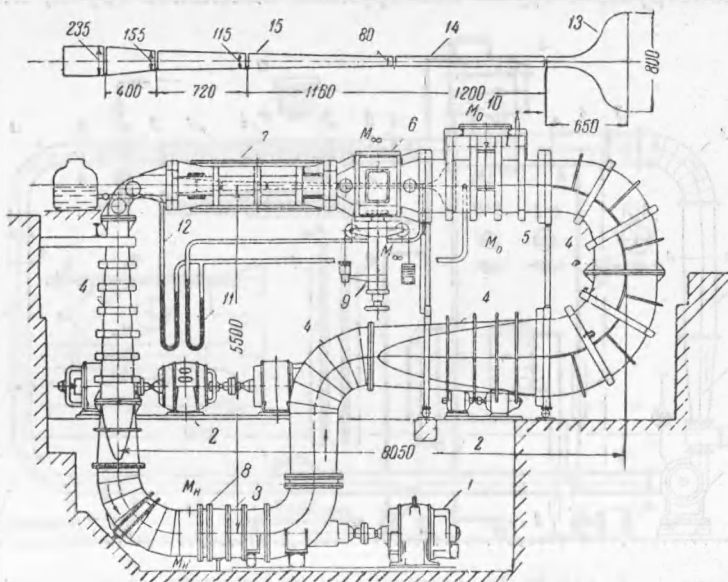


Рис. 2. Схема БГТ ВИГМ. 1 — электромотор постоянного тока, 2 — умформерная установка, 3 — пропеллерный насос, $d_1=700$ мм, 4 — детали для подвода и отвода воды от рабочего участка, 5 — уравнильная башенка сечением $2,5 \times 0,8$ м², 6 — экспериментальная коробка А для опытов по разработке методики гидропродувок, 7 — экспериментальная коробка Б для продувок профилей при $Re \sim 2,0 \cdot 10^6$ и для опытов с кавитацией решеток профилей, 8 — компенсаторы, 9 — гидродинамические трехкомпонентные весы, 10 — от компрессора к вакуум-насосу, 11 — манометр к соплу-водомеру, 12 — манометр к уравнильной башенке. Пунктиром показаны внутри корпуса также в другом масштабе сверху: 13 — сопло, 14 — рабочий участок и 15 — диффузор

линейной функцией давления и что с некоторого предельного значения $x_{\min} = 0,34$ зависимость между x и $p_{\infty} - p_n$ приобретает двузначный характер вследствие уменьшения скорости v_{∞} или q_{∞} (см. рис. 3). Подобное падение v_{∞} с уменьшением p_{∞} замечается также и в БГТ. Уменьшение v_{∞} , происходящее до значения x_{\min} , может быть объяснено увеличением сопротивления трубы, как это видно из опытов с БГТ (см. рис. 4), и работой насоса при повышенном напоре.

Но понижение v_{∞} после значения $x_{\min} = 0,34$ и повышение x после $(p_{\infty} - p_n) / \gamma = 2,57$ м может быть объяснено только нарушением сплошности течения, вызываемого кавитацией деталей, расположенных между сечениями $M_0 - M_0$ и $M_{\infty} - M_{\infty}$. Происходящее при этом нарушение сплошности течения между сечениями M_0 и M_{∞} приводит к тому, что скорость v_{∞} , определенная с помощью сопла-водомера, не будет равна действительной скорости v_{∞} . Признаками такой кавитации является возникновение „жгутов“ кавитации в рабочем сечении трубы, тянущихся от сопла, а в БГТ также эрозийные повреждения стенок экспериментальной коробки А вблизи стыка ее с соплом трубы. Повышение сопротивления трубы БГТ может быть объяснено повышением сопротивления диффузора, расположенного за рабочим участком трубы, когда возникает кавитация на его расходящихся стенках (9).

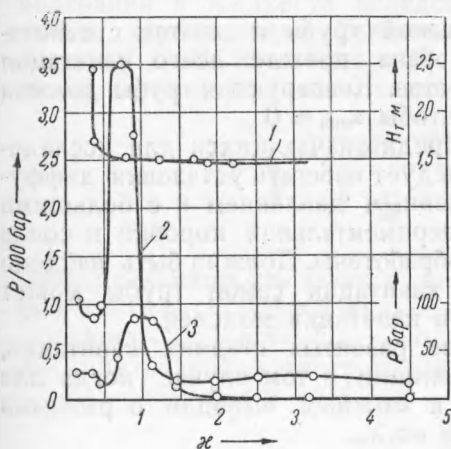


Рис. 4. 1 — сопротивление БГТ при варианте сечения рабочего участка в экспериментальной коробке А 80×700 мм², 2 — звуковое давление шума кавитации БГТ, 3 — ультразвуковое давление шума кавитации БГТ при варианте сечения рабочего участка в экспериментальной коробке А 80×640 мм

можно показать с помощью уравнения, составленного для течения на участке трубы от сечения $M_{\infty} - M_{\infty}$ до сечения $M_n - M_n$ перед насосом

$$p_{\infty} / \gamma + v_{\infty}^2 / 2g = p_n / \gamma + v_n^2 / 2g - H_v + h_{\infty \rightarrow n},$$

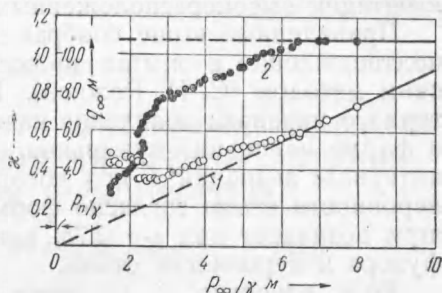


Рис. 3. Влияние кавитации МГТ на ее кави́качество (1) и скоростной напор в рабочем сечении трубы (2). Сечение рабочего участка 20×50 мм. Пунктиром показаны q_{∞} и x для идеальной трубы

Проанализируем вопрос о возможных причинах кавитации БГТ рассмотрением формул связи кави́качества с коэффициентом кавитации диффузора λ_d , коэффициентом кавитации неровности поверхности на стыке двух деталей λ_{nr} и коэффициентом кавитации насоса σ . Можно показать, что то максимальное критическое значение λ_d и λ_{nr} , при котором возникает кавитация диффузора и неровности поверхности (если отношение высоты неровности к высоте рабочего сечения трубы $a_{nr} / a \approx 0$), равно $\lambda_d = \lambda_{nr} = 1,0$. Если неровность стыка расположена перед сечением $M_{\infty} - M_{\infty}$, а диффузор за сечением $M_{\infty} - M_{\infty}$, то имеем формулы связи

$$x = \lambda_{nr} - \zeta_{nr \rightarrow \infty} \text{ и } x = \lambda_d + \zeta_{\infty \rightarrow d}, (3)$$

где $\zeta_{nr \rightarrow \infty}$ и $\zeta_{\infty \rightarrow d}$ — потери энергии на соответствующих участках коробки, отнесенные к q_{∞} . Также

$$\kappa = (\sigma H_m - H_s) / q_\infty + v_n^2 / v_\infty^2 + \zeta_{\infty \rightarrow \kappa} - 1, \quad (4)$$

где H_s и H_m -- высота и сопротивление трубы, $\sigma = (p_n - p_s) / \gamma H_m$.

Из (3) следует, что кавитация диффузора возникает при $\kappa > 1,0$, а кавитация неровности стыка -- при $\kappa < 1,0$ или что кавитация диффузора возникает ранее кавитации неровности стыка. Следовательно, то наивысшее значение κ , при котором возможно ожидать возникновения кавитации высокорасположенных деталей трубы, будет $\kappa \approx 1,0$.

Приведенные выше соображения о кавитации трубы находят свое подтверждение в опытах по исследованию кавитации БГТ акустическим методом (С. И. Рожков). Резкое усиление ультразвука, характерного признака появления кавитации, поскольку кавитация возникает и форме маленьких пузырьков, отмечается при $\kappa = 0,8 \div 1,2$, или в том интервале значений κ , при котором возникает кавитация диффузора и неровности стыка согласно формулам (3) (рис. 4). Значительной силы шум возникает при $\kappa = 0,75$, или при вполне развитой кавитации диффузора и неровности стыка.

Если известно то значение σ , при котором происходит падение производительности насоса вследствие его кавитации, то по (4) можно определить то значение κ , при котором следует ожидать уменьшения v_∞ при $H_m = \text{const}$. В частном случае, для насоса БГТ следует, согласно опытам с подобного типа насосами (С. С. Руднев), принять $\sigma = 0,8 \div 1,5$. Тогда $\kappa = -2,2 \div -2,5$ и отпадает возможное предположение, что уменьшение v_∞ происходит вследствие падения производительности насоса при его кавитации.

Выводы

1. При подготовке гидродинамической трубы к опытам с кавитацией моделей должна быть исследована прежде всего кавитация самой трубы с помощью ее кавикачества. Конструкция трубы должна быть усовершенствована настолько, чтобы $\kappa_{\min} = 0$.

2. В гидродинамических трубах, предназначенных для исследований акустики кавитации моделей, следует избегать установки диффузоров на участках трубы с пониженным давлением и с большими скоростями. Поверхности стенок экспериментальной коробки и сопла трубы должны быть особенно чисто обработаны. Должно быть найдено то значение κ , ниже которого шум кавитации самой трубы может явиться помехой в изучении акустики кавитации моделей.

3. Продувка моделей при наиболее развитых стадиях кавитации, например, при отрывных стадиях кавитации в том случае, когда для модели $\lambda_{отр} \ll \kappa_{\min}$, может привести к ложным выводам о развитии кавитации этой модели в зависимости от λ_∞ .

Всесоюзный научно-исследовательский
институт гидромашиностроения

Поступило
27 I 1950

ЦИТИРОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

- ¹ Н. М. Иванов, ЖТФ, 8, № 19 (1938). ² К. К. Шальнев, ДАН, 61, № 6 (1948).
³ Газета „Техника“, № 7 (636) (1937). ⁴ Газета „Известия“, № 289 (5537) (1934).
⁵ К. К. Шальнев, Гидр. стр., № 7 (1935). ⁶ Газета „Техника“, № 6 (635) (1937).
⁷ Машиностроитель, № 11 (1937). ⁸ Газета „Ударный труд“, № 47 (1939). ⁹ L. Moody
and A. Sorenson, T. A. S. M. E., 57, No. 7 (1935).