

ракетных двигателей и наземного оборудования к ним : тезисы докладов 31-го науч.-техн. семинара. Саратов, 1998. С. 97–98.

6. Абдурахимов А. А., Езерский В. В. Математическая модель ЛА для оценивания его стойкости к воз-

действию микрочастиц космического мусора // Проблемы, методы, алгоритмы испытаний и управления космических систем (комплексов) : науч.-техн. сб. (труды). Вып. 6 (ОВТИ). Т. 1. СПб. : МО РФ, 1999. С. 63–67.

M. I. Kislitskiy

**METHODOLOGICAL BASES OF ESTIMATION OF SYSTEMIC ACTION OF ADDITIONAL PAYLOAD ON SPACECRAFT FUNCTIONING**

*Systemic astion of additional payload on spacecraft functioning is considered. The structure of mathematical model for assessment of this influence is defined. Indicators of resistibility of a spacecraft and hypothesis used are presented.*

*Keywords: additional payload, influences, spacecraft, double use*

© Кислицкий М. И., 2012

УДК 621.25.532.528.001.2(02)

М. В. Краев, Е. М. Краева

**ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ КАВИТАЦИОННЫХ КАВЕРН В ЦЕНТРОБЕЖНОМ ВЫСОКООБОРОТНОМ НАСОСЕ\***

*Рассмотрены особенности кавитационных процессов в проточной части высокооборотного центробежного насоса. На основе высокоскоростной регистрации по визуализации формирования кавитационной каверны представлены экспериментальные материалы, характеризующие форму, объем и параметры развития кавитационной полости. Получена зависимость изменения объема каверны при работе центробежного насоса в диапазоне параметров, характеризующих срывной режим насосного агрегата и следующие за ним кавитационные автоколебания в гидросистеме ЖРД.*

*Ключевые слова: высокооборотные турбонасосные агрегаты, жидкостные ракетные двигатели, кавитационные каверны, центробежный насос.*

Высокооборотные турбонасосные агрегаты (ТНА) жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) обладают высокими антикавитационными свойствами при угловой скорости ротора более 1 000 рад/с [1]. Особенности работы ЖРД обусловлены явлениями, протекающими в системе подачи на переходных режимах: при запуске двигателя, останове, переходе на режим другой тяги и т. п. Например, при запуске могут возникать глубокие провалы давления компонентов топлива на входе в насос, что приводит к возникновению кавитации [2].

При анализе динамических свойств системы подачи двигательной установки с ЖРД на переходных режимах работы важное значение приобретает оценка характеристик расходной магистрали с насосным агрегатом, работающим в режиме развитой кавитации.

Начало кавитационных каверн формируется при давлении на входе в насос  $P_{кав}$  (рис. 1). При дальнейшем снижении давления от  $P_{кав}$  до  $P_{кр}$ , несмотря на формирование кавитационных каверн, в проточной части насоса величины расхода и напора практически-

не изменяются. Такой режим работы является режимом частичной или скрытой кавитации, и для него характерен резкий рост виброактивности насоса и всей системы гидродинамической системы подачи ЖРД.

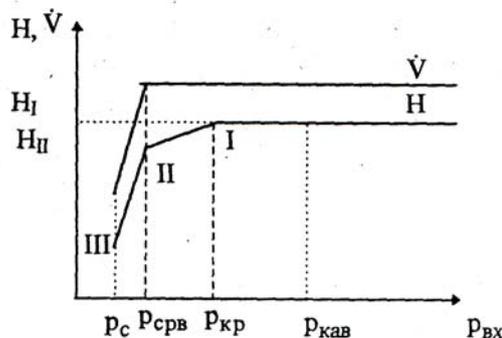


Рис. 1. Срывная кавитационная характеристика высокооборотного насоса

\*Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках государственного задания (проект № Б.7.4791.2011).

Работа насосов при наличии скрытой кавитации на стационарных и нестационарных режимах характерна для всех насосов ЖРД, что связано с низкими давлениями в баках ракет-носителей и соответственно на входе в насосы.

Кавитация в высокооборотных насосных агрегатах (НА) ЖРД имеет различные формы [4]. Основная из них – профильная, обусловленная применением в рабочих колесах НА ЖРД заостренных кромок лопаток. Профильная кавитация формируется в виде присоединения паровой каверны к профилю лопатки. Сопутствующая ей вихревая кавитация образуется в вихрях потока жидкости, например в зоне обратных токов и в концевых вихрях на периферии лопаток, а также в области замыкания кавитационной каверны в проточной части РК насоса. Такие режимы скрытой кавитации характеризуются нестационарностью режима работы гидросистемы ЖРД с появлением виброактивности насоса. При длительной работе насосов на режимах скрытой кавитации наблюдается появление эрозийных каверн в виде повреждений межлопаточных каналов РК. При критическом снижении давления на входе в насос отмечается падение энергетических параметров насоса и стремительное достижение срывного режима работы системы подачи, что характеризуется давлением срыва  $P_{срв}$  на входе в насос. Трудности при исследовании кавитационных течений в проточной части высокооборотного насосного агрегата связаны с быстротечностью самого процесса кавитации [4].

При проектировании высокооборотных насосов ЖРД рабочее давление на входе в насосы выбирается вблизи  $P_{кр}$  (см. рис. 1). В процессе работы двигателя входное давление может падать до величины, меньшей  $P_{кр}$ , в то время как для промышленных насосов это не допускается. При давлении  $P_{кр}$  напор насоса начинает снижаться (одновременно с напором снижается мощность и КПД). При давлении на входе  $P_{срв}$  резко падает и формируется режим развитой кавитации, который является срывным. На величину  $P_{срв}$  существенно влияют отклонения теплофизических свойств перекачиваемой жидкости от их номинальных значений. При дальнейшем снижении давления до  $P_c$  на входе в насос наступает суперкавитационный критический режим, который характерен тем, что насос работает при резко уменьшающихся значениях напора и расхода. По своей величине  $P_c$  близок к  $P_{срв}$  или равен ему.

Анализ кавитационных процессов показывает, что в динамике при быстрых изменениях входного давления напор насосов не соответствует их статическим срывным кавитационным характеристикам, а изменяются с некоторыми фазовыми сдвигами относительно провалов давления на входе в насосы. Авторами работы [2] экспериментально установлено, что основной причиной наблюдаемых сдвигов являются затраты времени на образование и захлопывание кавитационных каверн в межлопаточном канале центробежного насоса. При этих явлениях изменение объема кавитационных каверн происходит исключи-

тельно за счет нарушения баланса вытекающей и втекающей в насос жидкости, а время протекания физических процессов испарения, газовыделения и конденсации по своей величине на два порядка меньше, поэтому они играют второстепенную роль в формировании рассматриваемого процесса.

При моделировании динамики работы системы подачи ЖРД, как правило, проводят анализ изменения напора и потребляемой насосом мощности при возникновении кавитации в зависимости относительного напора насоса от параметров кавитационной каверны  $\bar{H} = f(V)$ . Динамика изменения объема каверны в зависимости от изменения расходов насоса при падении давления на входе насоса ниже  $P_{кр}$  выражается зависимостью [6]

$$\frac{d\bar{V}_к}{dt} = \frac{1}{\rho V_{рк}} (\dot{m}_{вых} - \dot{m}_{вх}), \quad (1)$$

где  $V_{рк}$  – объем рабочего колеса в проточной части насосного агрегата;  $\rho$  – плотность жидкости;  $\dot{m}_{вх}, \dot{m}_{ввых}$  – соответственно расходы жидкости на входе и выходе из насосного агрегата.

Наличие кавитационной каверны, которая по своей природе представляет колебательное звено и приводит к режиму автоколебаний, при котором изменение объема кавитационной каверны в проточной части РК можно выразить в виде уравнения расходного баланса рабочей жидкости от входа до выхода из насоса:

$$V_к(t) = \int_0^t [\dot{V}_2(t) - \dot{V}_1(t)] dt + V_к(0), \quad (2)$$

где  $\dot{V}_2(t)$  и  $\dot{V}_1(t)$  – изменение расхода на выходе и на входе в насос;  $V_к(0)$  – начальный объем кавитационной каверны.

Из анализа уравнения (2) следует необходимость проведения испытаний в режиме кавитации с высокой точностью определения расходов  $\dot{V}_1(t)$  и  $\dot{V}_2(t)$ , что потребует высокоточных датчиков мгновенного измерения расхода по времени. Следует отметить, что для режима развитых кавитационных автоколебаний напор насоса на участках минимального входного давления определяется объемом кавитационной каверны, а минимальному объему кавитационной полости соответствует максимальный, с некоторым опережением, напор РК. Исследования В. П. Козелкова и А. Ф. Ефимочкина [5] по динамике гидравлических систем двигательной установки (ДУ) с НА показали, что напор насоса однозначно при  $\frac{V}{\omega} = \text{const}$ , опреде-

ляется объемом  $V_к$  кавитационной каверны в РК. В свою очередь, объем  $V_к$  определяется из материального баланса по уравнению (1).

С целью экспериментального изучения развитых кавитационных режимов работы высокооборотных насосов были проведены испытания на специальной установке, обеспечивающей снятие энергетических параметров и кавитационных характеристик с центробежными РК, при одновременной визуализации кавитационных каверн без нарушения структуры

потока. Режимы работы насоса варьировались изменением давления на входе в насос. Кавитационная характеристика испытанного центробежного насоса представлена на рис. 2 со следующими конструктивными параметрами:  $D_2 = 41,6$  мм;  $D_1 = 15,5$  мм;  $\beta_{1л} = 30^\circ$ ;  $\beta_{2л} = 75^\circ$ ;  $b_1 = 3$  мм;  $b_2 = 3$  мм.

Испытания проводились при угловой скорости  $\omega = 836$  рад/с ( $n = 8\,000$  об/мин). В качестве рабочей жидкости применялась деарированная вода, температура которой поддерживалась постоянной и составляла  $20^\circ\text{C}$ . Расход рабочей жидкости поддерживался постоянным  $300\text{ см}^3/\text{с}$ .

Учитывая необходимость проведения фотосъемки при высоких угловых скоростях, имеющих место при работе насоса, было использовано несколько способов съемки, которые в комбинации с применяемым методом визуализации течений позволили зафиксировать процессы, происходящие в межлопаточных каналах РК при различных режимах работы. Особую ценность представляют фотографии при развитой кавитации в каналах РК. Установка для испытаний имела крышку корпуса и покрывной диск исследуемого РК, выполненные из прозрачного оргстекла. Приводом насоса был двигатель постоянного тока с регулируемой угловой скоростью. Визуальные наблю-

дения проводились как при стробоскопическом освещении, так и фотосъемкой при освещении объекта съемки от электрического разряда с положительностью свечения  $\tau = (1 \dots 4) \cdot 10^{-6}$  с, создаваемого специальной установкой. Объект съемки и фотоаппарата предварительно защищались от освещения посторонним источником света. Разряд между электродами осуществлялся от конденсатора, питаемого генератором типа УПУ-1М с регулируемым выходным напряжением от 7 до 14 кВт. Процессы зарядки и разрядки конденсатора проводятся дистанционно пусковым реле высокого напряжения.

Кавитационные каверны в ее развитии снимались через прозрачный покрывной диск и корпус насоса последовательно при снижении давления на входе и выходе, вплоть до выхода кавитационной каверны из межлопаточного канала колеса. Это позволило уточнить границы зоны активного потока, расходного течения, размеров и объема кавитационных каверн при формировании кавитационного потока в каналах РК, присущих конструктивным и режимным особенностям высокооборотных центробежных НА.

Характерные фотографии (рис. 3) выбраны из серии пятнадцати последовательно выполненных снимков при изменении давления на входе в насос от 0,044 до 0,017 МПа вплоть до срыва работы насоса.

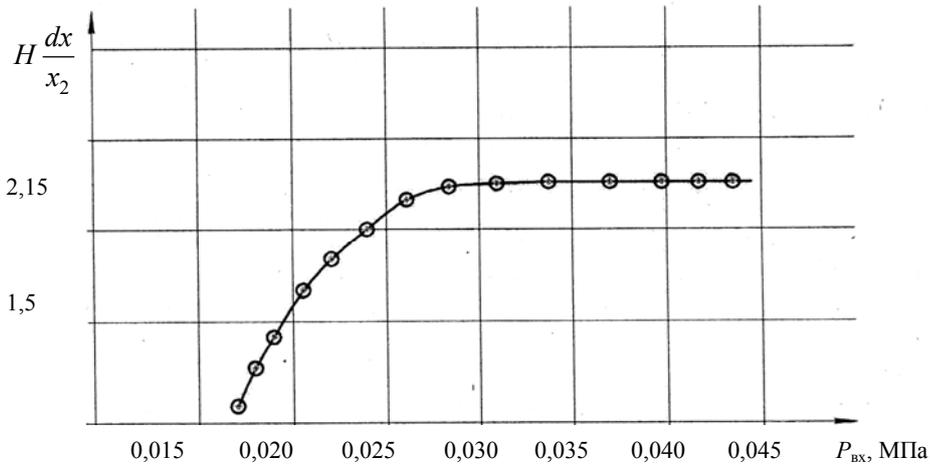


Рис. 2. Кавитационная характеристика центробежного насоса  
○ – точки при визуализации кавитационных каверн



Рис. 3. Фотографии кавитационных режимов работы центробежного насоса:  
1 – каверна; 2 – поток жидкости. Параметры:  
а –  $P_{вх} = 0,034$  МПа; б –  $P_{вх} = 0,022$  МПа; в –  $P_{вх} = 0,021\ 2$  МПа

На фотографии видно, что на режимах, предшествующих срыву, расходное течение обеспечивается узкой областью по напорной стороне лопатки РК, что обуславливает работоспособность насоса на режимах  $P_{вх} < P_{кр}$ . Кроме того, на фотографиях отмечается наличие пульсирующих кавитационных каверн у задней стороны лопатки.

Полученные кавитационные характеристики, одна из которых представлена на рис. 2, при одновременном анализе фотографий динамики роста кавитационных каверн показали характер зависимости объема при снижении напора насоса, при котором каждая точка изменения давления входа на срывной ветви кавитационной характеристики насоса соответствовала строго определенной величине объема кавитационной каверны.

Зависимость  $\bar{V}_к = f(\bar{P}_{вх})$  для установившегося расхода через насос представлена на рис. 4.

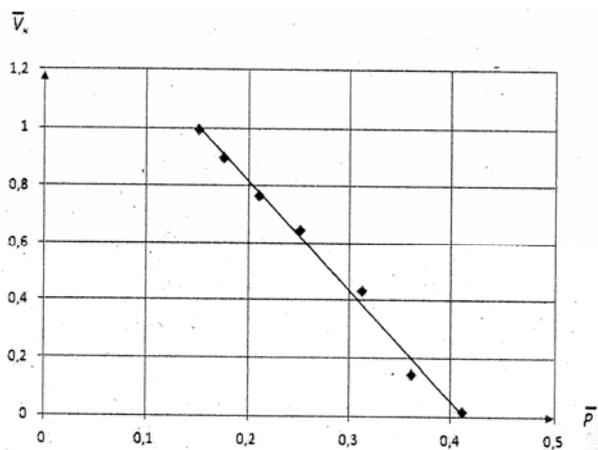


Рис. 4. Зависимость относительного объема кавитационной каверны входного давления в насосе при кавитации

Полученная экспериментальная зависимость изменения относительного объема кавитационной полости от средней величины относительного входного давления выражается в центробежном насосе зависимостью

$$\bar{V}_к = 0,16 - 4\bar{P}_{вх}. \quad (3)$$

М. В. Краев, Е. М. Краева

### FEATURES OF FORMATION OF CAVITATIONAL CAVITIES IN CENTRIFUGAL HIGH-SIDED PUMP

*Features of cavitation processes in a flowing part of high-sided centrifugal pump are considered. On the basis of high-speed registration on visualization of formation of cavitation cavities, the experimental materials describing the form, volume and parameters of development кавитационной to a cavity, are presented. Dependence of change of volume of a cavity, during work of centrifugal pump in a range of the parameters describing stalling mode of a pump unit and following it cavitation self-oscillations in hydro-system of a liquid rocket engine, is obtained.*

*Keywords: high-speed turbo-pump units, liquid rocket engines, cavitation cavities, centrifugal pump.*

Полученные нами результаты подтверждают исследования характера изменения размеров кавитационных зон перед шнеком и в проточной части насоса в процессе развитых кавитационных автоколебаний авторами работы [6]. При отсутствии кавитационных явлений максимальным значениям напора  $\bar{H} = 1$  соответствует объем кавитационных каверн  $\bar{V}_к \approx 0$  (т. е. происходит практически полное смыкание кавитационных каверн).

Для исключения влияния скорости изменения объема каверн  $\frac{dV_к}{dt}$  на изменение входного давления при

определении зависимости  $\bar{V}_к = f(\bar{P}_{вх})$  использовались значения давления  $P_{вх}$  и объема  $V_к$ , соответствующие моменту времени, когда расход  $V_1$  становится равным  $V_2$ , т. е. только экстремальные значения  $V_к$ . Расшифровки экспериментальных кавитационных режимов работы РК проводились при различных значениях  $P_{кав}$  и  $V_к$ , при различных средних значениях давления на входе в насос, на постоянном среднем расходе.

#### Библиографические ссылки

1. Овсянников Б. В., Краев М. В., Черваков В. В. Теория и расчет турбомашин: учеб. пособие. Красноярск, 2012.
2. Пилипенко В. В., Задонцев В. А., Натанзон М. С. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем. М.: Машиностроение, 1977.
3. Петров В. И., Чебаевский В. Ф. Кавитация в высокооборотных лопаточных насосах. М.: Машиностроение, 1982.
4. Кнэпп Р., Дейнец Дж., Хэммит Ф. Кавитация. М.: Мир, 1974.
5. Козелков В. П., Ефимочкин А. Ф. Механизм кавитации центробежного насоса на неустановившихся режимах // Гидродинамика лопаточных машин и общая механика: сб. науч. тр. Вып. 1. Воронеж: Изд-во ВПИ, 1972. С. 17–29.
6. Калнин В.М., Шерстянников В. А. Динамика кавитационных срывов напора шнекоцентробежных насосов при импульсных возмущениях на входе // Кавитационные автоколебания в насосных системах. Ч. 1. Киев: Наукова думка, 1976. С. 135–143.