

УДК 621.25:532.528.001.2(02)

М. В. Краев

ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ НЕСТАЦИОНАРНОСТЬ ПРИ КАВИТАЦИОННЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ ВЫСОКООБОРОТНЫХ НАСОСОВ*

Рассматриваются кавитационные явления при обтекании лопаток высокооборотного центробежного колеса насосного агрегата жидкостного ракетного двигателя. На основе полученных фотоснимков по визуализации течений уточнены форма, объемы и динамика роста кавитационных каверн в проточной части рабочего колеса.

Ключевые слова: жидкостный ракетный двигатель, турбонасосный агрегат, двигательная установка, кавитационные каверны, высокооборотный насосный агрегат.

Повышение экономичности и энергетической эффективности ракет-носителей (РН) с жидкостным ракетным двигателем (ЖРД) обусловлено созданием системы подачи с турбонасосным агрегатом (ТНА), обладающим высокими антикавитационными свойствами при угловой скорости ротора более 1 000 рад/с [1], и их стабильной работой при низких давлениях в баках РН. В гидравлических системах двигательных установок (ДУ) подача компонентов топлива ЖРД обеспечивается высокооборотными насосами, которые даже на режимах, близких к номинальному, работают в условиях скрытой кавитации. Скрытая начальная фаза кавитации, несмотря на наличие в проточной части насоса кавитационных каверн, не оказывает заметного влияния на выходные параметры насоса (напор, мощность, КПД). Однако при наличии кавитационных каверн в гидродинамическом потоке формируются самовозбуждаемые колебания давления и расхода в системе подачи РН. Кавитационные автоколебания с ростом объема кавитационной каверны усиливают гидродинамическую нестационарность, что затрудняет, а иногда делает невозможным нормальное функционирование системы подачи. Характерной особенностью кавитационных автоколебаний является зависимость критического цикла работоспособности ЖРД от давления на входе в насос и режима его работы [2].

Оценка параметров кавитационных каверн, характеризующих работу насосного агрегата в кавитационном режиме, особенно необходима при исследовании гидродинамических характеристик и переходных процессов системы подачи ЖРД. Специальные испытания насосов на режимах развитых кавитационных процессов дают ценную информацию по зависимости изменения напора и расхода от динамики роста объемов кавитационной полости в насосе и их влияния на автоколебания в системе подачи ЖРД. В проточной части каналов рабочего колеса (РК) центробежного насоса кавитация возникает при давлении перед входом $P_{вх}$, существенно превышающем давление парообразования компонента при данной температуре P_s . Это означает, что область минимального давления располагается внутри проточной части РК насоса. Падение давления от $P_{вх}$ до P_s связано с потерей давления при обтекании лопаток (профильное разреже-

ние РК) и с гидравлическими потерями на участке от входа в насос до входных кромок лопаток РК [3].

Кавитация в высокооборотных насосных агрегатах (НА) ЖРД имеет различные формы [4]. Основная из них – профильная, обусловленная применением в РК заостренных кромок лопаток, формируется в виде присоединения паровой каверны к профилю лопатки. Сопутствующая ей вихревая кавитация формируется 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. Такой режим скрытой кавитации характеризуется нестационарностью режима работы гидросистемы с появлением виброактивности насоса. При длительной работе насосов на режимах скрытой кавитации характерно появление эрозионной каверны в виде повреждений межлопаточных каналов РК. Падение энергетических параметров насоса отмечается при критическом снижении давления на входе в насос и стремительном достижении срывного режима работы системы подачи, характеризуется давлением срыва $P_{ср}$ на входе в насос. Трудности при исследовании кавитационных течений в проточной части высокооборотного насосного агрегата связаны с быстротечностью самого процесса кавитации. Исследование кавитационных процессов непосредственно в центробежных РК обусловлено тем, что основное дестабилизирующее влияние на устойчивость системы подачи оказывают только кавитационные процессы в проточной части центробежного РК [3].

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:

$$V_k(t) = \int_0^t [\dot{V}_2(t) - \dot{V}_1(t)] dt + V_k(0), \quad (1)$$

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

*Работа выполнена при финансовой поддержке гранта ФЦП НК-711П.1.2.1 (ГК № 231).

Анализ уравнения (1) показал, что для оценки динамики изменения объема кавитационной каверны необходима высокая точность 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 по динамике гидравлических систем ДУ с НА показали, что напор насоса однозначно при $\frac{V}{\omega} = \text{const}$ определяется объемом кавитационной каверны в РК [5]. В свою очередь, объем V_k определяется из материального баланса (1).

Поскольку гидродинамическая нестационарность режима работы насоса однозначно связана с ростом и объемом кавитационной каверны в проточной части РК, то необходимо изучить динамику кавитационных каверн, характеристики роста их объема и области распространения в межлопаточном канале РК. По данным [6], в шнекоцентробежном НА при возникновении кавитационного режима работы центробежного РК конструктивные параметры шнековой ступени не влияют на устойчивость системы, поэтому основное дестабилизируемое влияние на систему подачи ДУ оказывают только кавитационные явления в центробежном РК.

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 от $P_{\text{кав}}$ до $P_{\text{ср}}$ на входе в насос.

С учетом необходимости проведения фотосъемки при высоких угловых скоростях, имеющих место при работе НА, было использовано несколько способов съемки, которые в комбинации с применяемым методом визуализации течений позволили зафиксировать процессы, происходящие в межлопаточных каналах РК

при $\omega = 400 \dots 1000$ рад/с и различных режимах работы, в том числе и 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 наблюдения проводились как при стробоскопическом освещении, так и фотосъемкой при освещении объекта съемки от электрического разряда с продолжительностью свечения $\tau = (1 \dots 4) \cdot 10^{-6}$ с, создаваемого искровой установкой. Объект съемки и фотоаппарат 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.

Съемка РК через прозрачные покрывной диск и корпус насоса проводилась последовательно при снижении давления на входе в насос, 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 НА.

Наиболее характерные изображения, выбранные из серии пятнадцати последовательно выполненных снимков при изменении давления на входе в насос от 0,042 до 0,018 8 МПа вплоть до срыва работы насоса, приведены на рис. 1. На режимах, предшествующих срыву, расходное течение обеспечивается узкой областью по напорной стороне лопатки РК. На фотографиях отмечается наличие пульсирующих кавитационных каверн у задней стороны лопатки.

Полученные кавитационные характеристики при одновременном фотографировании поведения кавитационной каверны показали сложный характер зависимости объема каверны при снижении давления на выходе из насоса. При этом точка давления входа на срывной ветви кавитационной характеристики насоса соответствовала строго определенной величине объема кавитационной полости, значение которой не коррелировалось с изменением расхода насоса.

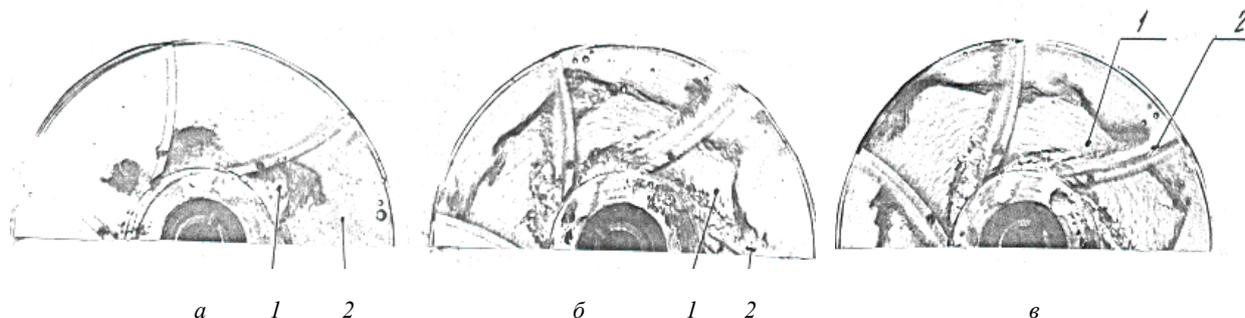


Рис. 1. Кавитационные зоны в проточной части центробежного рабочего колеса $D_2 = 41,6$ мм, $\omega = 836$ рад/с:
 а – $P_{\text{вх}} = 0,034$ МПа; б – $P_{\text{вх}} = 0,022$ МПа; в – $P_{\text{вх}} = 0,021$ 2 МПа: 1 – каверна; 2 – поток жидкости

На основании результатов испытаний шести рабочих колес была получена обобщенная зависимость формирования гидродинамического кавитационного потока до предельного значения срыва напора насоса с центробежным рабочим колесом в виде относительного напора $\bar{H} = \frac{H_{\text{кав}}}{H_{\text{ном}}}$ от относительного объема кавитационной полости $\bar{V}_k = \frac{V_{\text{кав}}}{V_{\text{пол}}}$ в виде составляющих:

$$\bar{H} = 1 + 0,1504\bar{V}_k - 1,1595\bar{V}_k^2. \quad (2)$$

В графическом виде полученные экспериментальные точки зависимости $\bar{H} = f(\bar{V}_k)$ представлены на рис. 2. Там же нанесена графическая зависимость работы [6]

$$\bar{H} = 1 + 0,05291\bar{V}_k - 0,87665 \cdot \bar{V}_k^2, \quad (3)$$

полученная В. В. Пилипенко и В. А. Задонцевым при исследовании развитых кавитационных автоколебаний в системах подачи ракетных топлив шнекоцентричным НА ЖРД, которая удовлетворительно согласуется в области $\bar{V}_k = 0 \dots 0,5$ с полученным результатом изменения кавитационных течений в каналах центробежного колеса. Расслоение кривых $\bar{H} = f(\bar{V}_k)$ в диапазоне $\bar{V}_k > 0,5$ обусловлено особенностями формирования и роста объема кавитационных каверн при режиме развитой кавитации и более раннего срыва режима работы центробежного колеса. Это обусловлено различным механизмом формирования кавитационных каверн и связано с опережением изменения объема каверн перед шнеком по сравнению с изменением объема каверн в проточной части центробежного колеса.

Полученные результаты подтверждаются визуальными исследованиями характера изменения размеров кавитационных зон перед шнеком и в проточной части насоса в процессе развитых кавитационных автоколебаний авторами работы [7]. При отсутствии кавитационных колебаний максимальным значениям входного давления $\bar{H} = 1$ соответствует объем кавитационных каверн $\bar{V}_k \approx 0$ (т. е. происходит практически полное смыкание кавитационных каверн).

Особенности нестационарных процессов 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 возникнуть глубокие провалы давления компонентов топлива на входе в насосы, что может привести к возникновению кавитации. Анализ таких процессов показывает, что в динамике при быстрых изменениях входного давления напоры насосов не соответствуют их статическим срывным кавитационным характеристикам, а изменяются с некоторыми фазовыми сдвигами относительно провалов давления на входе в насосы. При этом основной причиной наблюдаемых сдвигов являются затраты времени на образование и захлопывание в межлопаточном канале центробежного насоса кавитационных каверн. При этих явлениях изменение объема кавитационных каверн происходит исключительно за счет нарушения баланса вытекающей и втекающей в насос жидкости.

Изложенный способ определения объема кавитационных каверн и динамика их роста обладает несомненными преимуществами (в смысле достоверности результатов) по сравнению с косвенными способами (например, по экспериментальным частотам колебаний).

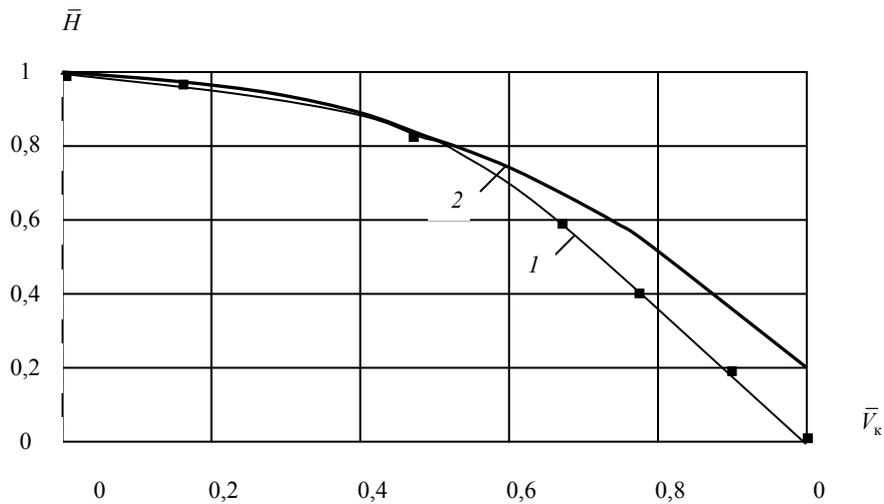


Рис. 2. Зависимость относительного снижения напора насосного агрегата от относительного объема кавитационной каверны:
1 – по уравнению (2); 2 – по уравнению (3)

Предлагаемый способ довольно трудоемкий и требует проведения достаточно большого количества испытаний на различных режимах, при этом могут возникнуть трудности обеспечения режима развитых автоколебаний при расходах, близких к номинальному.

Полученные в работе зависимости по оценке параметров кавитационных каверн и их влияния на изменение напора насоса целесообразно применять при расчетах гидродинамической нестационарности и работы насоса на неустановленном режиме, обусловленном кавитационными автоколебаниями, а также для анализа динамики гидросистем высокоэнергетических установок.

Библиографические ссылки

1. Краева Е. М. Высокооборотные центробежные насосные агрегаты : монография / Е. М. Краева ; Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. Красноярск, 2011.

2. Беляев Е. Н., Черваков В. В. Математическое моделирование ЖРД. М. : МАИ-ПРИНТ, 2009.

3. Чебаевский В. Ф., Петров В. И. Кавитация в высокооборотных лопастных насосах. М. : Машиностроение, 1982.

4. Кнэпп Р., Дейли 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. Воронеж : Изд-во ВПИ, 1972. Вып. 1. С. 17–19.

6. Пилипенко В. В., Задонцев В. А., Натанзон М. С. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем. М. : Машиностроение, 1977.

7. Калинин 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.

M. V. Krayev

HYDRODYNAMIC INSTABILITY AT CAVITATIONAL OPERATING MODES OF HIGH-SPEED PUMPS

The author considers a cavitation phenomena at a flow of shovels of a high-speed centrifugal wheel of the pump unit of the liquid rocket engine. On the basis of the received pictures on visualization of currents, the form, volumes and dynamics of growth of cavitation cavities in a flowing part of the driving wheel, are specified.

Keywords: liquid rocket engine, turbine driven pump, propulsion system, cavitation cavities, high-speed pump unit.

© Краев М. В., 2012

УДК 621.396.933

В. Н. Тяпкин, Д. Д. Дмитриев, Т. Г. Мошкина

ПОТЕНЦИАЛЬНАЯ ПОМЕХОУСТОЙЧИВОСТЬ НАВИГАЦИОННОЙ АППАРАТУРЫ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ СПУТНИКОВЫХ РАДИОНАВИГАЦИОННЫХ СИСТЕМ

Рассмотрена потенциальная помехоустойчивость навигационной аппаратуры потребителя спутниковых радионавигационных систем, приведены результаты экспериментальных исследований помехоустойчивости. Приведен вариант фазированной антенной решетки с направленными антеннами.

Ключевые слова: навигационная аппаратура потребителей, спутниковые радионавигационные системы, помехоустойчивость.

В настоящее время все большее применение в вооружении и военной технике находят средства оперативной топографической привязки и ориентирования. В этой связи особый интерес для решения этих задач представляет использование навигационной аппаратуры потребителя (НАП) спутниковых радионавигационных систем (СРНС) ГЛОНАСС и/или GPS.

НАП СРНС, как и любая другая радиоаппаратура, подвержена воздействию радиопомех естественного и искусственного происхождения. Помехи, спектр

которых находится в полосе частот спутниковых сигналов, воздействуют непосредственно на основной тракт обработки навигационного сигнала (обнаружитель, следающие системы) и на характеристики режимов обнаружения и слежения за параметрами сигнала.

Под помехоустойчивостью приемника понимают его способность работать в условиях воздействия внешних помех. В качестве характеристики помехоустойчивости принимается граничное (наибольшее) значение отношения мощности помехового сигнала