

РАСЧЕТ ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ БЕСКАВИТАЦИОННОЙ РАБОТЫ
ШЕСТЕРЕННОГО КАЧАЮЩЕГО УЗЛА

© 2009 Л.В. Родионов

Самарский государственный аэрокосмический университет

Поступила в редакцию 20.11.2008

В статье предлагается способ определения минимального давления на входе в шестеренный насос, обеспечивающего его бескавитационную работу. Способ основан на выполнении условия неразрывности рабочей среды при заполнении межзубовых полостей шестерен. Необходимый расход при этом определяется графоаналитическим методом. Определены скорости заполнения межзубовой полости рабочей жидкостью на входе в насос. Рассчитано минимальное давление на входе в авиационный топливный насос, исключаящее кавитацию на линии его всасывания.

Ключевые слова: шестеренный насос, кавитация, бескавитационная работа, неразрывности рабочей среды, межзубовая полость

Важным фактором, влияющим на работоспособность и ресурс насосов, является фактор кавитации рабочей среды. Кавитационные процессы в шестеренном насосе проявляются при заполнении межзубовых впадин шестерен в зоне всасывания. Процессы заполнения межзубовых впадин шестерен – сложное гидродинамическое явление, протекающее при значительных изменениях конфигурации каналов, резких градиентах площадей проходных сечений и перепадах давления на данных сечениях. Потребное для бескавитационной работы входное давление – величина переменная, связанная с мгновенным потребным (из условий неразрывности потока) расходом, при заполнении впадин шестерен. Традиционный кавитационный расчет насосов не учитывает данный аспект процессов заполнения и поэтому определяются некие осредненные величины потребного давления, не полностью обеспечивающие его бескавитационную работу.

Неполное заполнение межзубовых впадин жидкостью является следствием больших окружных скоростей шестерен, так как, во-первых, при этом впадины быстро проходят полость входа и при недостаточном давлении в этой полости вязкая жидкость не успевает заполнить впадину, во-вторых, заполнению впадин препятствуют центробежные силы, развивающиеся в жидкости при вращении роторов насосов. В результате действия центробежной силы на жидкость абсолютное давление у основания впадины может оказаться ниже давления на входе в насос, вследствие чего во впадинах может возникнуть локальное кипение (кавитация) жидкости с выделением из нее паров и газов. При перемещении такой впадины из полости всасывания в полость нагнетания происходит ударное

дозаполнение межзубового пространства жидкостью, что приводит к схлопыванию пузырьков пара и газа и кавитационному разрушению деталей насоса. Кроме того, при этом в нагнетающей магистрали возникает обратный поток жидкости, создающий пульсирующую нагрузку на шестерни и их подшипники, а также пульсирующее давление в системе. Давление во впадине шестерни вследствие гидравлического удара может в несколько раз превысить рабочее давление и вызвать разрушение деталей насоса. Полнота заполнения впадин шестерен жидкостью зависит не только от окружной скорости и давления в полости входа, но и от других условий: протяженности полости входа; форм и размеров каналов, подводящих жидкость к впадинам; наличия в жидкости воздуха и газов; величины пространства впадины, не участвующей в подаче жидкости [1].

В статье предлагается способ определения минимального давления на входе в шестеренный насос, для его бескавитационной работы.

Явление кавитации имеет место в насосах различных типов – центробежных, пропеллерных, поршневых и роторных, к которым относятся и шестеренные.

Местная кавитация проявляется внешне в форме характерного шума, вызываемого гидравлическими ударами, и приводит к местному эрозионному разрушению материала стенок корпуса, подшипника и других деталей. При дальнейшем росте и распространении кавитации нарушается сплошность потока и нормальная работа насоса, резко падает производительность, вплоть до полного отказа работы насоса.

Эрозионное разрушение при местной кавитации начинается вследствие того, что давление в месте удара потока о стенку превышает предел упругости материала. Величина давления P при гидравлическом ударе определяется следующей формулой [2, 3]:

$$p = \rho \cdot v_i \cdot \frac{a_1 \cdot a_2}{a_1 + a_2}, \quad (1)$$

где v_n – нормальная составляющая скорости;
 ρ – плотность жидкости;
 a_1 – скорость звука в жидкости;
 a_2 – скорость звука в материале стенки.

Скорость удара v_n значительно увеличивает-ся при наличии микронеровностей на поверхно-стях шестерен. Если эти углубления имеют ост-рые края, то они разъедаются в первую очередь.

Жидкость, ударяясь о стенку, образует сна-чала микроскопические углубления, которые усиливают процесс разъедания и являются оча-гами разрушения материала. Этим объясняется губчатый характер поверхности, подверженной кавитации.

Образованию в начальной стадии микроско-пических углублений способствуют местные де-фекты материала и в первую очередь шерохова-тости и риски на поверхности, являющиеся сле-дами механической обработки.

Наступление кавитации определяется не только числом оборотов и параметрами насоса, но и скоростью движения жидкости, и величи-ной абсолютного давления в зоне всасывания, а также упругостью паров рабочей жидкости и количеством растворенного в ней воздуха.

Если давление во всасывающей линии рав-но давлению нагнетания подкачивающего насо-са $p_{н.н.}$, то давление жидкости во впадинах зу-бьев, необходимое для полного заполнения, вы-разится следующей формулой [2,3]:

$$p_{BC} = p_H + p_{н.н.} - p_\xi - \frac{v_{ex}^2 \cdot \rho}{2} - \frac{\rho}{2} (r_G^2 - r_{ВП}^2) \cdot \omega^2, \quad (2)$$

где p_H – атмосферное (барометрическое) давле-ние на рассматриваемой высоте полета (для от-крытой системы);

$p_{н.н.}$ – избыточное (манометрическое) дав-ление, создаваемое насосом подкачки (если та-кой имеется);

$$p_\xi = \sum \zeta_i \frac{v_i^2}{2} \rho - \text{потери давления во вход-}$$

ной магистрали вследствие сопротивления, со-здаваемого трубами, фильтрами, расходомерами, радиаторами и другими устройствами, внезап-ными расширениями потока и т.п.;

ζ_i – коэффициент потерь входной магистрали;
 v_i – скорость жидкости во входной поло-сти насоса;

$r_G, r_{ВП}$ – радиусы впадин и окружностей го-ловок шестерен.

С другой стороны, обозначая кавитационный запас через $\Delta p_{КАВ}$ и упругость паров жидкости при температуре t через p_t , получаем:

$$p_{BC} = \Delta p_{КАВ} + p_t, \quad (3)$$

Откуда

$$\Delta p_{КАВ} = p_{BC} - p_t.$$

Подставляя p_{BC} из уравнения (2), получаем:

$$\Delta p_{КАВ} = p_H + p_{н.н.} - p_\xi - \frac{v_{ex}^2 \cdot \rho}{2} - \frac{\rho}{2} (r_G^2 - r_{ВП}^2) \cdot \omega^2 - p_t; \quad (4)$$

$$p_{н.н.} = \Delta p_{КАВ} - p_H + p_\xi + \frac{v_{ex}^2 \cdot \rho}{2} + \frac{\rho}{2} (r_G^2 - r_{ВП}^2) \cdot \omega^2 + p_t. \quad (5)$$

Рассчитаем необходимое давление подкачки при следующих исходных данных:

$p_H = 101325$ Па; $\rho = 800$ м³/кг;
 $\Delta p_{КАВ} = 30397,5$ Па; $\rho = 800$ кг/м³; $r_G = 0,042$ м;
 $r_{ВП} = 0,029$ м; $\omega = 502$ с⁻¹; $\zeta_i = 0,2$; $v_{ex} = 7$ м/с;
 $p_t = 18745,125$ Па при $t = 80$ °С.

$$p_\xi = \sum \zeta_i \frac{v_i^2}{2} \rho = 0,2 \frac{7^2}{2} 800 = 3920 \text{ Па};$$

$$p_{н.н.} = 30397,5 - 101325 + 3920 + \frac{7^2 \cdot 800}{2} + \frac{800}{2} (0,042^2 - 0,029^2) \cdot 502^2 + 18745,125 = 72377,5 \text{ Па}$$

Знание скоростей заполнения межзубовых впадин позволит определить бескавитационные режимы работы насоса.

В зоне всасывания возможна реализация кави-тационных процессов, приводящих к эрозии повер-хностей зубьев вследствие значительных градиен-тов скоростей течения жидкости при её движении в каналах сложной геометрии, ограниченных гра-ницами зубьев, выходящих из зацепления. Эти каналы образуют пары смежных зубьев ведущей и ведомой шестерен (например: между зубом №1 и зубом №2, а также зубом №2 и №3) (рис. 1).

В данном положении происходит заполнение жидкостью полости 1, в которую жидкость вте-кает по каналу, образованному зубьями №1 и №2, а также полости 2, в которую жидкость попа-дает по каналам, образованным зубьями №2 и №3. При этом для каждого углового положения можно выделить минимальные сечения указан-ных каналов, определяемых минимальной дли-ной нормали к поверхности зуба №2 от поверх-ности зуба №1, а также минимальной длиной

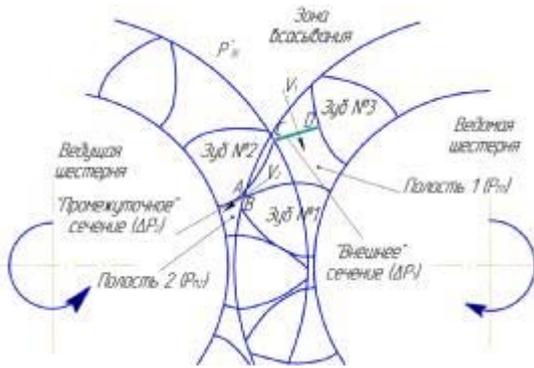


Рис. 1. Схема положения промежуточного и внешнего сечений, отделяющих заполняемые полости 1 и 2

нормали к поверхности зуба №3 от зуба №2.

Сечение АВ условно назовем “промежуточным” сечением, разделяющем полости 1 и 2, а сечение CD соответственно “внешним” - являющимся условной границей полости 2.

Из условия неразрывности потока жидкости максимальные скорости реализуются в данных сечениях. И зная зависимости скоростей в данных сечениях, определяемых для разных углов поворота, можно указать, во-первых, места, наиболее подверженные кавитационному воздействию, и, во-вторых, – уточнить кавитационные запасы насоса. На основе предложенного метода возможна разработка эффективных антикавитационных мероприятий, например, специально профилирования разгрузочных канавок в подпятниках шестерен. Для оценки скорости потока при заполнении межзубовых полостей полагаем жидкость однофазной (без разрыва потока) и не учитываем “подпитку” полостей через разгрузочные канавки в подпятниках шестерен.

Расчет наименьшего давления на входе насоса проводим из условия полного (бескавитационного) заполнения межзубовых полостей. Такое условие будет выполнено, если данные полости в любой момент будут заполняться с требуемым расходом, обусловленным кинематикой выхода зубьев из зацепления т.е. Q_B , методика определения которого, а также геометрические и режимные параметры рассматриваемого шестеренного качающего узла представлены в статье [4].

Данный расход определяет скорость V_1 в сечении CD, а в сечении АВ скорость V_2 определяется расходом, обусловленным выходом зуба №1 из соответствующей впадины.

Введем обозначения:

$V_1(\varphi), V_2(\varphi)$ – требуемые из условия обеспечения неразрывности потока скорости во внешнем и промежуточном сечениях, зависящие от угла поворота ведущей шестерни φ ;

$F_1(\varphi), F_2(\varphi)$ – площади внешнего и промежуточного сечения в функции от угла φ ;

$P_{П1}(\varphi), P_{П2}(\varphi)$ – давления в полостях 1 и 2.

Тогда потребные для бескавитационной работы на всасывании насоса (без разрыва потока) скорости $V_1(\varphi)$ и $V_2(\varphi)$ могут быть определены как:

$$V_1(\varphi) = Q_B^{(\varphi)} / F_1(\varphi);$$

$$V_2(\varphi) = Q_B^{(\varphi)} / F_2(\varphi)$$

где Q_B – расход на всасывании насоса; $Q_B^{(\varphi)}$ – расход на всасывании, обусловленный выходом зуба №1 из полости сопряженной шестерни (рис. 1).

$Q_B^{(\varphi)}, Q_B^{(\varphi)}, F_1(\varphi), F_2(\varphi)$ определяем графоаналитическим методом по кинематике зоны зацепления. Графики данных функций для насоса представлены на рис. 2-5. Методика приведена в работе [4].

Графическим интегрированием определяем изменение по углу поворота “внешнего сечения” (рис. 4), и далее определяем значение скорости заполнения межзубовой полости рабочей жидкостью на всасывании в насосе.

Для внешнего учитывается изменение расхода (рис. 2) от выхода двух (№1 и №2) зубьев из соответствующих впадин сопрягаемых зубчатых колес.

При расчете внешней скорости (рис. 4) изменение расхода от суммы двух (№1 и №2) зубьев делится на изменение зазора по нормали от ведущего зуба (№2) до тех пор пока зуб №2 не выйдет из межзубовой впадины. Далее изменение расхода от суммы двух (№1 и №2) зубьев делится уже на изменение зазора по нормали от ведомого зуба (№1), поскольку уже этот зуб является внешним.

Общий расход от двух зубьев делится на максимальное значение нормали (выбирая между нормалью ведущего и ведомого зуба) в каждом положении.

При расчете скорости в промежуточном сечении она определяется делением расхода, обусловленного выходом зуба №1 из соответствующей впадины сопрягаемой шестерни (рис. 7).

По известным $V_1(\varphi)$ и $V_2(\varphi)$ определяем требуемые из условия неразрывности перепады давления на сечениях:

$$\Delta p_1 = \zeta_1 \cdot \frac{\rho \cdot v_1^2(u)}{2} + \frac{\rho}{2} (r_r^2 - r_{ВП}^2) \omega^2; \quad (6)$$

$$\Delta p_2 = \zeta_2 \cdot \frac{\rho \cdot v_2^2(u)}{2} + \frac{\rho}{2} (r_A^2 - r_{ВП}^2) \omega^2, \quad (7)$$

где ζ_1, ζ_2 – коэффициенты гидравлических сопротивлений сечений 1 и 2; $r_r, r_{ВП}, r_A$ – радиусы головок, впадин зубьев, а также промежуточного сечения.

В соответствии с вышеуказанным, для бескавитационного заполнения полости 2 необходимо реализовать перепад давлений на сечениях 1 и 2:

$$\Delta p_{общ} = \Delta p_1 + \Delta p_2. \quad (8)$$

Классическое уравнение примет следующий вид:

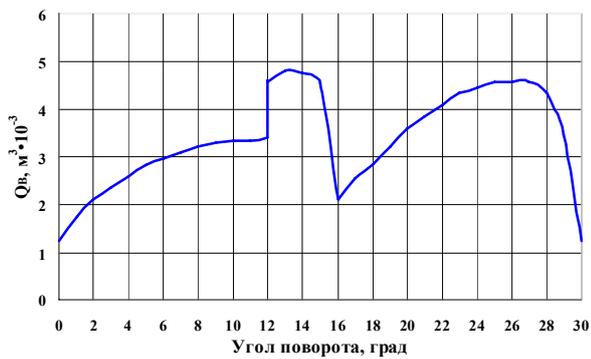


Рис. 2. Изменение расхода на всасывании Q_B шестеренного насоса в зависимости от угла поворота ведущей шестерни φ_B



Рис. 3. Изменение расхода на всасывании Q'_B , обусловленный выходом зуба №1 из полости сопряженной шестерни шестеренного насоса в зависимости от угла поворота ведущей шестерни φ_B



Рис. 4. Изменение площади внешнего сечения F_1 в зависимости от угла поворота ведущей шестерни φ_B



Рис. 5. Изменение площади промежуточного сечения F_2 в зависимости от угла поворота ведущей шестерни φ_B



Рис. 6. Изменение требуемой из условия неразрывности потока скорости во внешнем сечении V_1

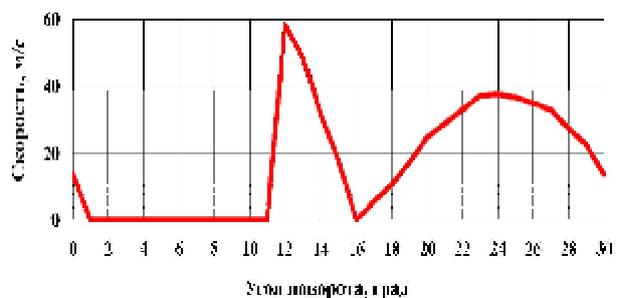


Рис. 7. Изменение требуемой из условия неразрывности потока скорости в промежуточном сечении V_2

$$P_{н.л.} = \Delta p_{Кав} - p_H + p_{\xi} + \frac{v_{вх}^2 \cdot \rho}{2} + p_t + \Delta p_{общ.} \cdot (9)$$

Подставляя (6) и (7) в (9) получим необходимое давление подкачки, согласно предлагаемой методики, при $\zeta_1 = \zeta_2 = 0,2$, $r_A = 0,033i$:

$$\begin{aligned} p_{н.л.} &= \Delta p_{Кав} - p_H + p_{\xi} + \frac{v_{вх}^2 \cdot \rho}{2} + p_t + \\ &+ \zeta_1 \cdot \frac{\rho \cdot v_1^2(u)}{2} + \frac{\rho}{2} (r_r^2 - r_{вп}^2) \omega^2 + \\ &+ \zeta_2 \cdot \frac{\rho \cdot v_2^2(u)}{2} + \frac{\rho}{2} (r_A^2 - r_{вп}^2) \omega^2 = \\ &= 30397,5 - 101325 + 3920 + \frac{7^2 \cdot 800}{2} + 18745,125 + \\ &+ 0,2 \cdot \frac{800 \cdot 10^2}{2} + \frac{800}{2} (0,042^2 - 0,029^2) 502^2 + \\ &+ 0,2 \cdot \frac{800 \cdot 58^2}{2} + \frac{800}{2} (0,033^2 - 0,029^2) 502^2 = \\ &= 374496,3 \text{ Па} \end{aligned}$$

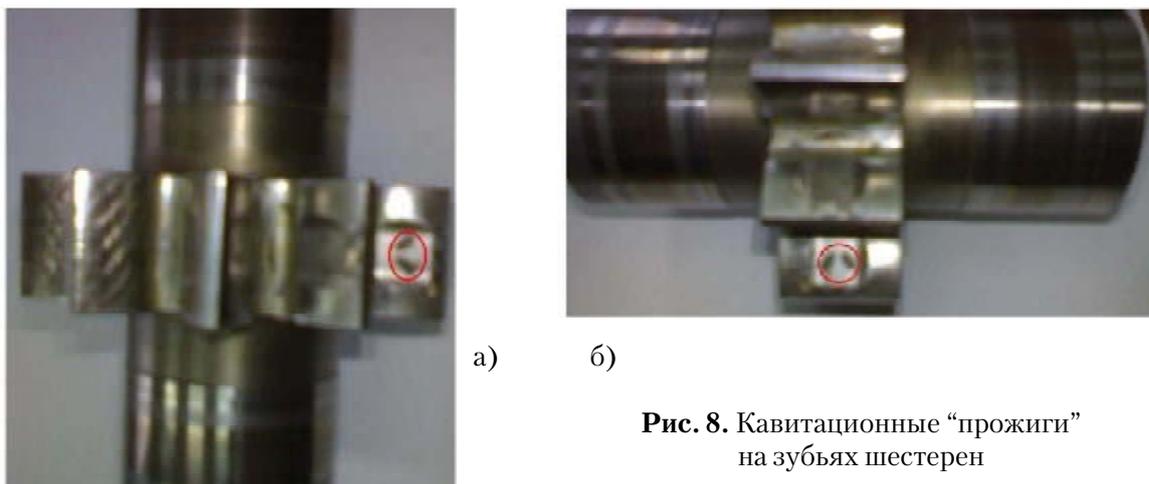


Рис. 8. Кавитационные “прожиги” на зубьях шестерен

Таким образом, согласно предложенной методике, минимальное давления подкачки на входе в рассматриваемый шестеренный насос для его бескавитационной работы должно быть выше 0,37 МПа.

Определение скорости истечения рабочей жидкости из межзубовых впадин с помощью графоаналитического метода позволяет определить минимально необходимое давление на входе в шестеренный качающий узел для его бескавитационной работы.

Значительно большее минимальное давление, необходимое для бескавитационной работы шестеренного насоса, рассчитанное по предлагаемой методике обусловлено не учетом каналов подпитки межзубовых полостей. Кроме того, традиционная методика не учитывает неравномерность расхода на всасывании и геометрию реальных каналов течения жидкости при заполнении межзубовых полостей.

Таким образом, предлагаемая методика позволяет более адекватно определить давление, необходимое для бескавитационной работы шестеренного насоса. Последующие доработки методики определения давления для бескавитаци-

онной работы шестеренного качающего узла будут направлены на учет каналов подпитки межзубовых полостей.

Известная методика определения минимального давления подкачки не учитывает всех нюансов гидродинамических процессов, что приводит к скрытой кавитации и локальному износу поверхностей зубьев шестерен в насосе (рис. 8).

В статье показано, что для предотвращения кавитации в шестеренном насосе необходима величина входного давления, в 5 раз превышающая значение, полученное по известным методикам расчета [2, 3].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Исследование кавитационного шума в насосах / ВНИИ гидроуголь. - № 1187, 1975. - 15 с.
2. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. - М.: Машиностроение, 1964. - 232с.
3. Раздолин М.В., Сурнов Д.Н. Агрегаты воздушно-реактивных двигателей. - М., “Машиностроение”, 1973, 352 с.
4. А.Н. Крючков, Л.В. Родионов, М.С. Гаспаров, Е.В. Шахматов. Исследование неравномерности подачи жидкости шестеренным качающим узлом // Вестник СГАУ. – 2007. - №1(12). – С. 187-195.

CALCULATION OF PRESSURE FOR NON-CAVITATION OPERATION OF THE GEAR PUMP

© 2009 L.V. Rodionov

Samara State Aerospace University

In article the way of definition of the minimum pressure in the suction area in the gear pump, providing it non-cavitation operation is offered. The way is based on performance of a condition of indissolubility of a working environment at filling tooth cavities of gear wheels. The necessary expense is thus defined by a graphic-analytical method. Speeds of filling of tooth cavities by a working liquid on a suction area in the pump are defined. The minimum pressure upon an input in considered gear pump necessary for it non-cavitation operation is calculated. On the suction area upon an input in the aviation fuel pump, the minimum pressure excluding cavitation is calculated.

Key words: gear pump, cavitation, non-cavitation operation, indissolubility of a working environment, tooth cavities.