

УДК 621.454.2.043

А.Н. ШЕМЕНТОВ, П.П. ФИЛИППЕНКО*Государственное предприятие "Конструкторское бюро "Южное" им. М.К. Янгеля", Украина*

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ БАЗОВОГО НАСОСА

Рассмотрен подход к выбору прототипа насосного агрегата системы питания жидкотопливного ракетного двигателя. Представлены экспериментальные данные, полученные в результате работы прототипа насосного агрегата в новых условиях проектируемого двигателя. Показаны проблемы, возникающие при заимствовании конструкции насосного агрегата и их конструктивные решения. Приведен анализ экспериментальных данных и эмпирических зависимостей, позволяющий оценить эффективность принятых конструктивных решений и будущую конфигурацию проточной части проектируемого насоса.

Ключевые слова: агрегаты системы питания ЖРД, насосы ЖРД, прототип, базовая конструкция.

Введение

В условиях высокой конкуренции на рынке ракетносителей, утвердились основные требования, которые предъявляют к современным двигателям ЖРД. Современный ЖРД должен соответствовать поставленным задачам, обладать достаточным ресурсом и высокой надежностью в требуемых условиях эксплуатации, обеспечивать многократный запуск и при этом должен иметь высокие энерго-массовые характеристики, что позволяет увеличить массу полезной нагрузки. При всех перечисленных условиях стоимость отработки и изготовления двигателя должна быть низкой, что повышает его конкурентоспособность на рынке ракетносителей.

Наиболее эффективным путем проектирования современных насосных агрегатов (НА), с учетом предъявляемых требований к ЖРД, является заимствование высоконадежных узлов и агрегатов из уже отработанных двигателей. Это позволяет снизить стоимость и время отработки НА и двигателя в целом. При заимствовании важно правильно определить прототип. В современной теории насосостроения для определения прототипа используется коэффициент быстроходности насоса n_s . Также одним из факторов, на который ориентируются при заимствовании, является уменьшение возможных модификаций НА и, как следствие, этапов отработки. Выбор прототипа обуславливает будущую конфигурацию, характеристики, время и стоимость отработки проектируемого НА.

Постановка задачи исследования

При проектировании насоса окислителя двигателя РД861К ракетносителя «Циклон-4» предполагалось заимствовать без изменений материальную часть насоса окислителя двигателя РД861, характеристики которого, в относительных координатах, представлены на рис. 1 и 2. Таким образом, решались задачи снижения стоимости изготовления и отработки двигателя. Прототип работает на той же паре компонентов топлива, что и разрабатываемый насос и, следовательно, вопросы, связанные с обеспечением требований к применяемым материалам были решены.

Насос окислителя двигателя РД861 представляет собой шнекоцентробежный насос со спиральным сборником и коническим диффузором.

Условия работы насоса в составе ТНА двигателя РД861К отличаются от условий работы в составе ТНА двигателя РД861:

- его обороты выше, чем в прототипе, что снижает контрольный режимный параметр (Q/n) заимствованного насоса на 0,19 л·мин/с·об. Как видно из рис. 1, при этом возникают проблемы с обеспечением требования к напору;

- как показано на рис. 2, насос должен работать на пониженном режиме по параметру (Q/n) и обеспечивать более высокий КПД.

Снижение режимного параметра насоса приводит к повышению приведенного напора (H/n^2) выше требуемого значения. Для получения требуемого напора – необходимо протачивать центробежное колесо по наружному диаметру лопаток (требуемое значение H/n^2 представлено на рис. 1), что приводит

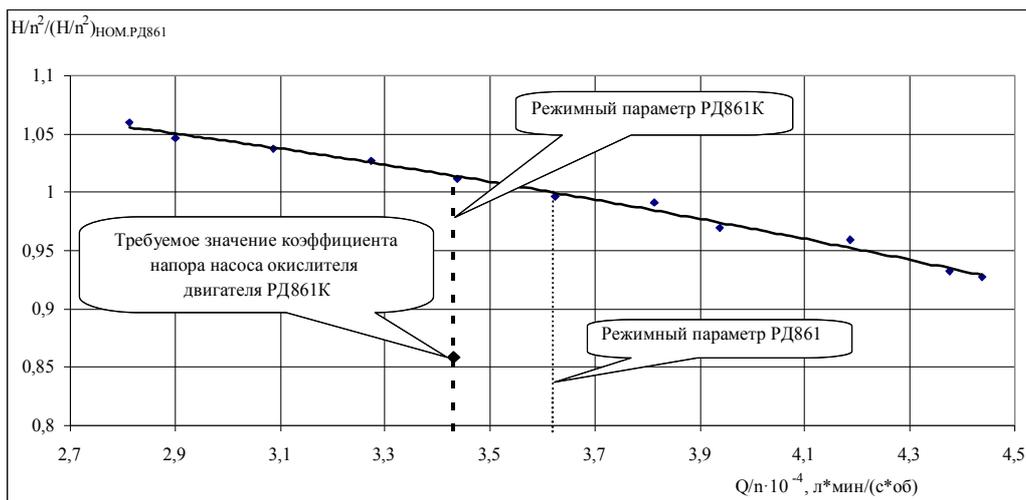


Рис. 1. Зависимость приведенного напора (H/n^2) от режимного параметра (Q/n) для насоса окислителя двигателя РД861

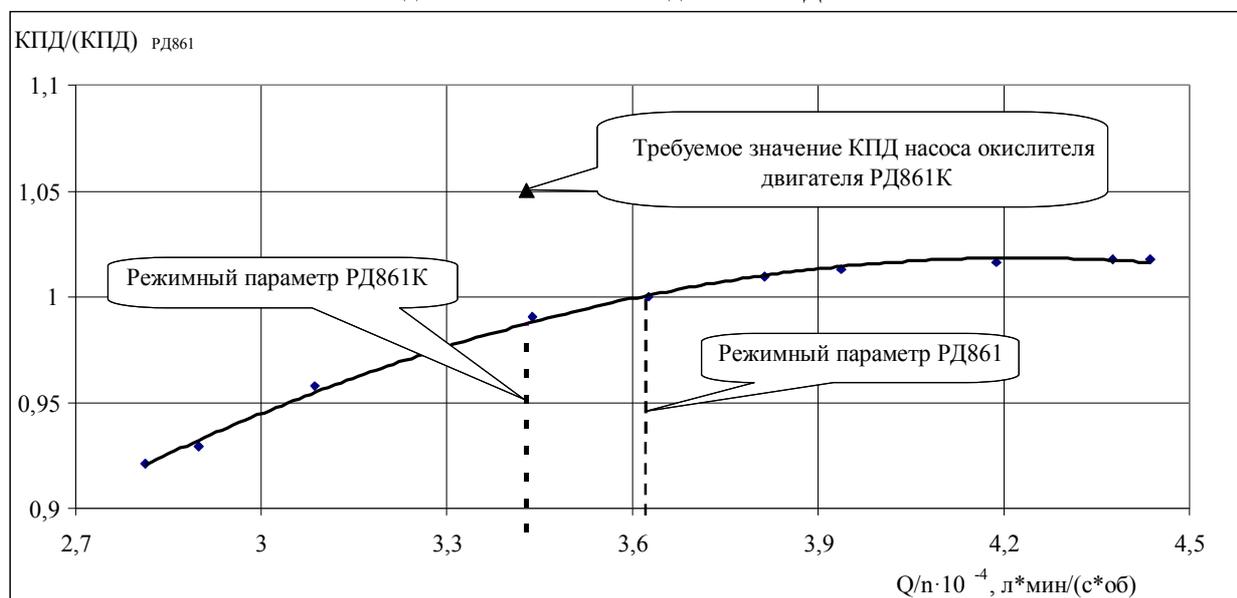


Рис. 2. Зависимость КПД от режимного параметра (Q/n) для насоса окислителя двигателя РД861

к значительному увеличению зазора между наружным диаметром центробежного колеса и «язычком» спирального сборника и также ухудшает энергетические характеристики насоса.

В связи с этим, для повышения КПД, в насосе на этапе проектирования были внесены следующие изменения (не требующие дорогостоящей доработки):

1. Принятые диаметральный зазоры в уплотнениях с плавающими кольцами по буртам центробежного колеса уменьшены на 0,05 мм чем в РД861 (работоспособность уплотнения с такими зазорами проверена при отработке насоса прототипа).

2. Отбор жидкости на охлаждение подшипника перенесен из полости высокого давления в полость за шнеком.

Таким образом, уменьшались утечки через плавающие кольца и мощность, потребляемая центробежным колесом.

По расчету, указанные изменения позволяют повысить КПД на номинальном режиме до ~64%. При этом, влияние увеличения зазора между центробежным колесом и спиральным сборником, получаемого в результате подрезки центробежного колеса не учитывалось, т.к. могло быть оценено только экспериментальным путем.

Результаты экспериментальных исследований

Экспериментальная проверка показала, что перечисленные изменения в конструкции прототипа привели к росту КПД на ~1%. Также было установ-

лено, что центробежное колесо с наружным диаметром, как в РД861, давало приведенный напор свыше $9,52 \cdot 10^{-7} \text{ м} \cdot \text{мин}^2 / \text{об}^2$. Требуемое значение напора получено после подрезки центробежного колеса по лопаткам (подрезка проводилась согласно рис. 3), при этом КПД насоса снижается на ~4%. Таким образом, подтвердилось отрицательное влияние на энергетику насоса, увеличение зазора между лопатками центробежного колеса и спиральным сборником. Экспериментальная обработка прототипа позволила определить зависимость энергетических параметров насоса от радиального зазора между центробежным колесом и корпусом.

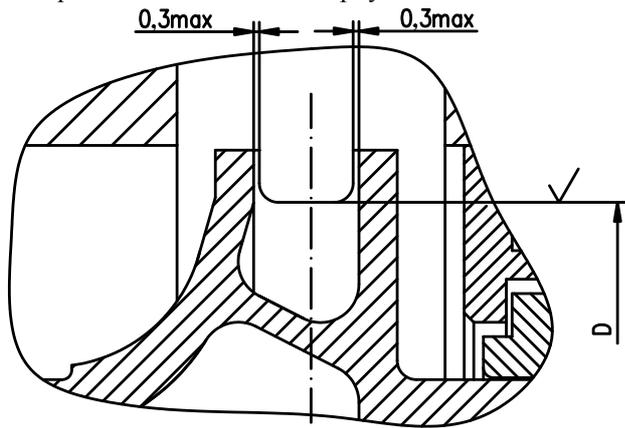


Рис. 3. Подрезка центробежного колеса по лопаткам

Согласно [1], оптимальный зазор с точки зрения экономических показателей между центробежным

колесом и спиральным сборником определяется следующей формулой:

$$\left(\frac{\delta_r}{R_2} \right)_{\text{opt}} = \alpha \cdot n_s, \quad (1)$$

где $\alpha = (0,8...1) \cdot 10^{-3}$ - эмпирический коэффициент,

δ_r - радиальный зазор между языком отвода и центробежным колесом,

R_2 - наружный радиус лопаток центробежного колеса,

n_s - коэффициент быстроходности насоса.

Полученная, в результате экспериментальной обработки, зависимость (рис. 4) имеет удовлетворительную сходимость с результатом, полученным по формуле (1). По полученной экспериментальной зависимости был уточнен эмпирический коэффициент α , для рассматриваемого насоса он равен $1,23 \cdot 10^{-3}$.

Для предварительной оценки влияния отклонения оптимального зазора от фактического на экономичность насоса рекомендуется [1] использовать следующую формулу:

$$\eta = \eta_{\text{opt}} \cdot \left[1 - 0,08 \cdot \left(1 - \frac{\bar{\delta}_r}{\delta_{r\text{opt}}} \right)^2 \right], \quad (2)$$

где $\bar{\delta}_r$ - фактический относительный радиальный зазор между языком отвода и центробежным колесом;

$\delta_{r\text{opt}}$ - оптимальный относительный радиальный

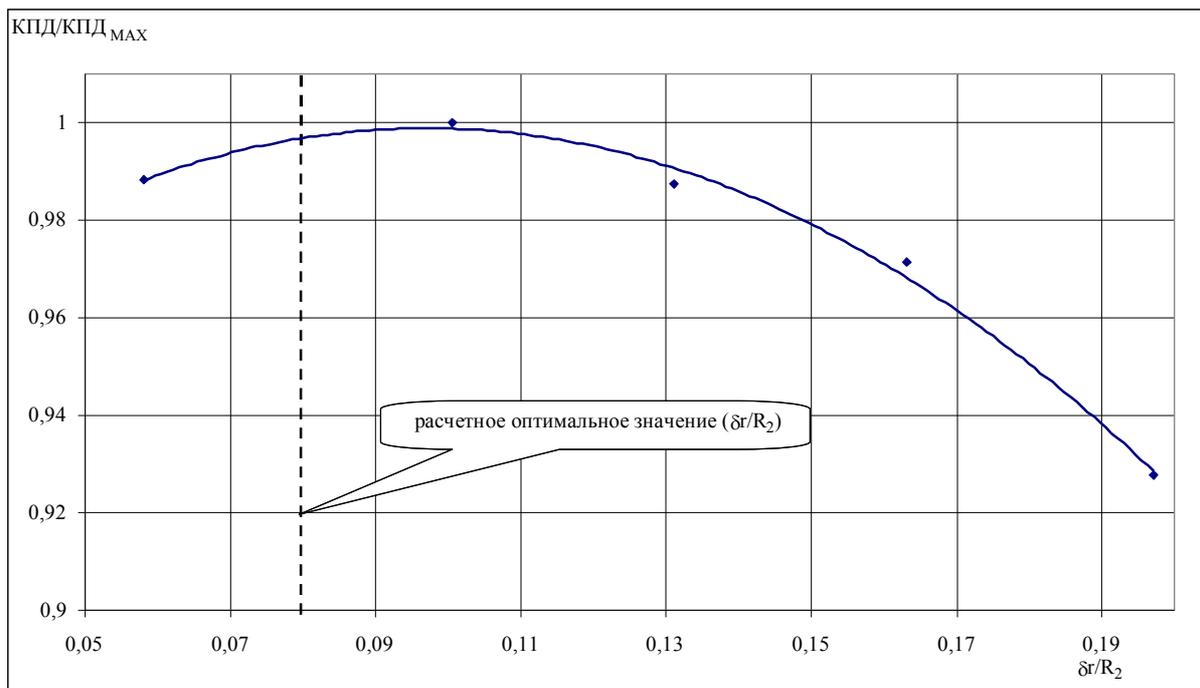


Рис. 4. Экспериментальная зависимость КПД=f(δ_r/R_2) и расчетное оптимальное значение (δ_r/R_2) насоса окислителя двигателя РД861К

зазор между языком отвода и центробежным колесом;

η_{opt} - КПД насоса при оптимальном относительном радиальном зазоре между языком отвода и центробежным колесом;

η - фактический КПД насоса.

В результате уточнения фактического оптимального зазора и использования его в формуле (2) было определено теоретическое влияние подрезки колеса на КПД насоса по формуле (2), оно представлено на рис. 5. Представленная зависимость имеет удовлетворительную сходимость с экспериментальными данными, для данного насоса, в области

$$(0,6...1,4) \cdot \left(\frac{\delta_r}{R_2} \right)_{opt}$$

Как видно из рис. 3, при подрезке центробежного колеса по наружному диаметру лопаток, на дисках остаются «следы», высотой минимум 0,3мм, которые создают дополнительный напор.

Для определения влияния на энергетические характеристики насоса «следов», была проведена дополнительная подрезка по наружному диаметру дисков (согласно рис. 6).

Дополнительная подрезка по наружному диаметру дисков уменьшает:

- протяженность «следов», что снижает коэффициент конечного числа лопаток (K_z) и значение приведенного напора центробежного колеса;
- утечки по буртам центробежного колеса, за счет снижения напора, что повышает объемный КПД насоса;

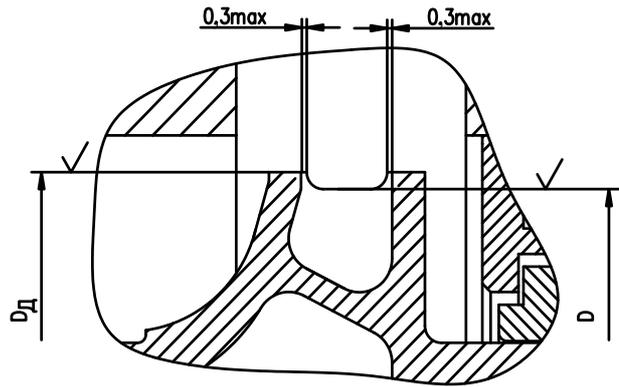


Рис. 6. Подрезка центробежного колеса по дискам

- дисковые потери центробежного колеса, за счет снижения диаметра дисков, что повышает дисковый КПД насоса.

Также, изменение протяженности «следов», полученных в результате подрезки лопаток, должно приводить к изменению гидравлического КПД насоса (η_r), что может быть оценено экспериментальным путем. В результате сравнения экспериментальных напорных характеристик насосов с подрезанными и неподрезанными по наружному диаметру дисками центробежных колес (рис. 7) было определено, что при уменьшении протяженности «следов», для центробежных колес с одинаковыми наружными диаметрами лопаток, наблюдается снижение значений приведенного напора и КПД насоса.

Для определения влияния на энергетические характеристики насоса высоты «следов», полученных в результате подрезки лопаток, была проведена

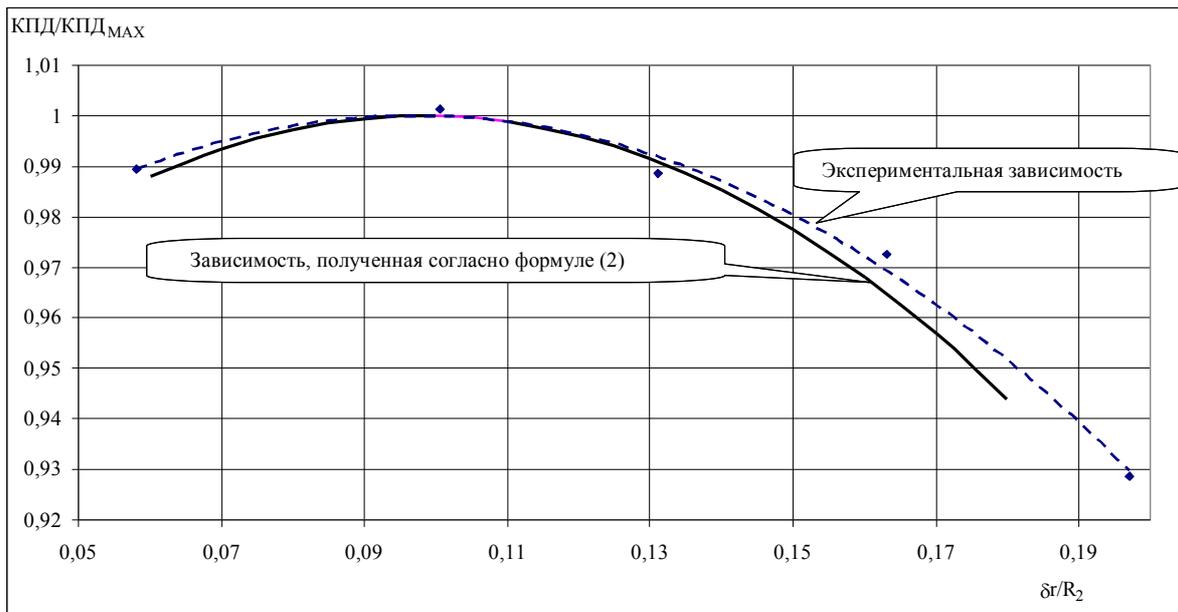


Рис. 5. Зависимость приведенного напора (H/n^2) от режимного параметра (Q/n) для насоса окислителя двигателя РД861

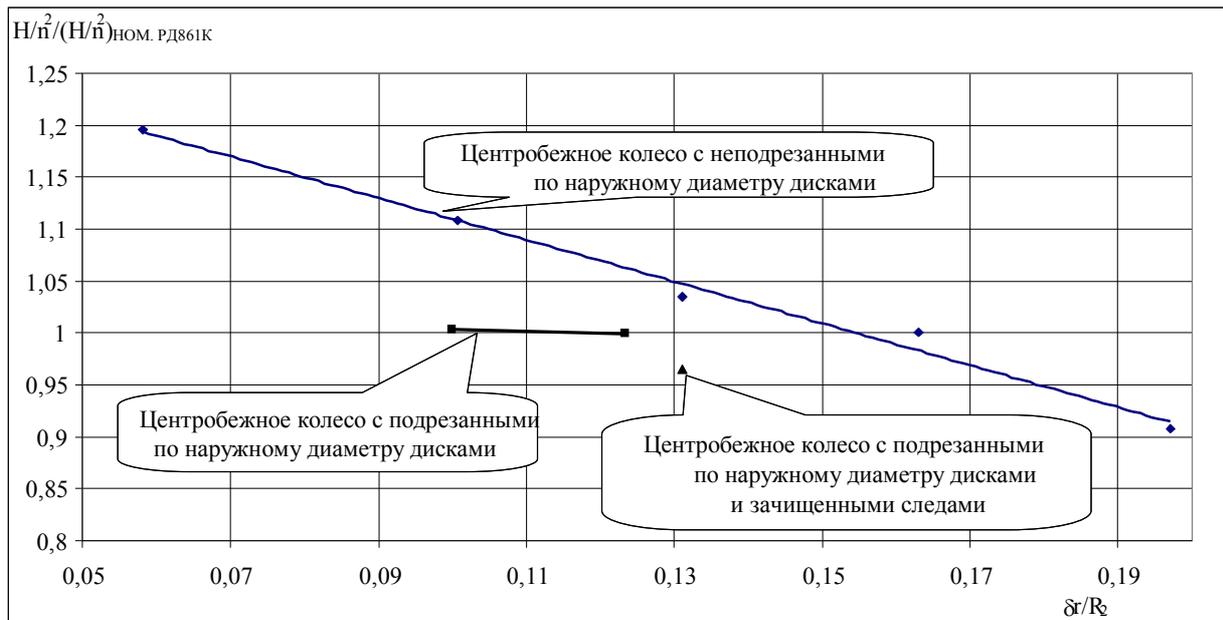


Рис. 7. Экспериментальная зависимость $H/p^2=f(\delta r/R_2)$ для насосов с подрезанными и неподрезанными наружными диаметрами дисков

дополнительная доработка центробежного колеса согласно эскизу, представленному на рис. 8. Экспериментальное значение приведенного напора и КПД насоса, полученные в результате зачистки, представлены на рис. 7 и 9. Сравнение энергетических характеристик насоса с разной высотой «следа» (рис. 9) показало, что дополнительная зачистка «следов» снижает приведенный напор и полный КПД насоса. Также из рис. 9 видно, что требования по экономичности, предъявляемые к проектируемому насосу, обеспечиваются в диапазоне изменения эмпирического коэффициента $\alpha = (1...1,4) \cdot 10^{-3}$.

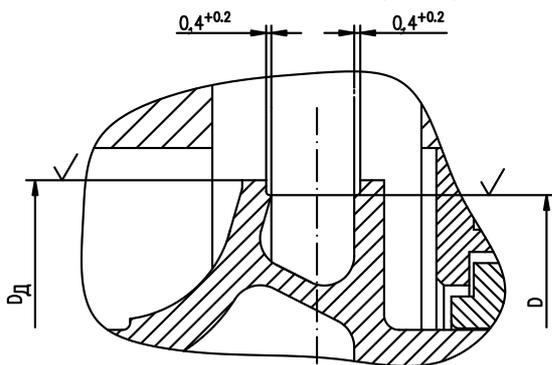


Рис. 8. Зачистка «следов» по дискам

Заключение

В результате представленных работ было определено:

- влияние способов подрезки центробежного колеса на энергетические показатели насоса;
- расчетное определение оптимального зазора

и его влияние на энергетические характеристики насоса, согласно формулам (1) и (2), имеет удовлетворительную сходимость с экспериментальными данными и могут быть использованы для предварительной оценки энергетических параметров насоса.

- при использовании в ТНА двигателя РД861К проточной части центробежного колеса и спирального сборника насоса окислителя прототипа требования, предъявляемые к энергетическим параметрам насоса, не будут удовлетворены. Для повышения экономичности необходимо перепрофилировать проточную часть насоса окислителя прототипа.

В представленной работе рассмотрен подход к выбору прототипа, а также возникающие при этом проблемы и их конструктивные решения. На основании приведенных экспериментальных данных можно предварительно представить и оценить будущую конфигурацию проточной части проектируемого насоса.

Литература

1. Боровский, Б.И. Энергетические параметры и характеристики высокооборотных лопастных насосов [Текст] / Б.И. Боровский. - М.: Машиностроение, 1989. - 184 с.
2. Овсяников, Б.В. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей [Текст] / Б.В. Овсяников, Б.И. Боровский. - М.: Машиностроение, 1986. - 376 с.
3. Высокооборотные лопаточные насосы [Текст] / Б.И. Боровский, Н.С. Еришов, Б.В. Овсяников, В.И. Петров и др. - М.: Машиностроение, 1975. - 336 с.

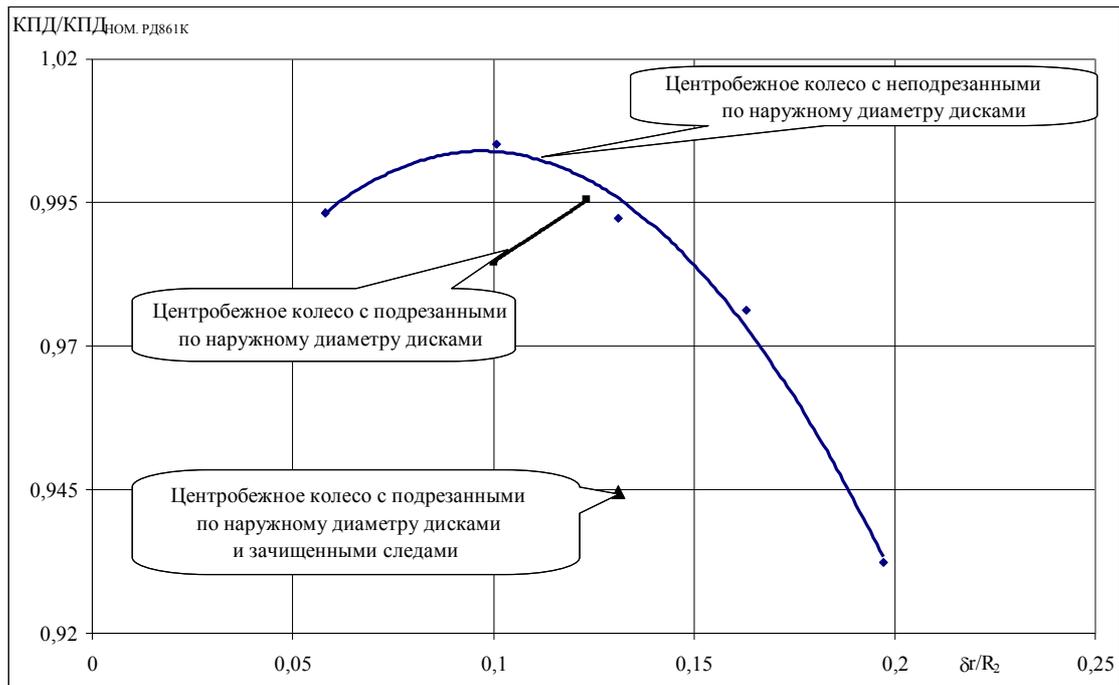


Рис. 9. Экспериментальная зависимость КПД= $f(\delta r/R_2)$ для насосов с подрезанными и неподрезанными наружными диаметрами дисков

Поступила в редакцию 4.11.2012

Рецензент: д-р техн. наук, начальник сектора, В.С. Хорошилов, Государственное предприятие "Конструкторское бюро "Южное" им. М.К. Янгеля", Украина.

ПРОЕКТУВАННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ З ВИКОРИСТАННЯМ РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ БАЗОВОГО НАСОСУ

А.М. Шементов, П.П. Філіппенко

Розглянуто підхід до вибору прототипу насосного агрегату системи живлення рідинного ракетного двигуна. Представлені експериментальні дані, отримані в результаті роботи прототипу насосного агрегату в нових умовах двигуна, що проектується. Зображені проблеми, які виникають при запозиченні конструкції насосного агрегату та їх конструктивні рішення. Наведений аналіз експериментальних даних та емпіричних залежностей, який дозволяє оцінити ефективність прийнятих конструктивних рішень та майбутню конфігурацію проточної частини насоса, що проектується.

Ключові слова: агрегати системи живлення РРД, насоси РРД, прототип, базова конструкція.

CENTRIFUGAL PUMP DESIGN WITH USING OF MAIN PUMP EXPERIMENTAL DATA

A.N. Shementov, P.P. Filippenko

An approach of LPRE turbopump prototype selection is considered. Turbopump prototype experimental data of a designing engine working in new conditions are presented. The incipient problems taken from the pump design and its constructive decision borrowing are indicated. Experimental data and empirical dependence which allows estimate the effectiveness of the constructive decision and an oncoming flow passage configuration of designing pump is carry out.

Key words: LPRE pump, main pump, main construction

Шементов Андрей Николаевич – ведущий инженер – конструктор отдела турбонасосных агрегатов, Государственный конструкторский бюро «Южное», Украина.

Филиппенко Павел Петрович – начальник группы отдела турбонасосных агрегатов Государственного конструкторского бюро «Южное», Украина.