

ФАКТОРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОМАШИНЫ

© 2011 А.В. Бобков, И.Н. Каталажнова

Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет

Поступила в редакцию 21.03.2011

В статье рассматривается приложение корреляционно-регрессионного анализа к оценке результатов гидравлических испытаний гидромашин. Цель анализа – создание регрессионных математических моделей, связывающих энергетические параметры с геометрией проточной части и режимами работы гидромашин. Наличие таких моделей позволяет в рамках доводочных испытаний вновь создаваемых гидромашин целенаправленно трансформировать проточную часть и добиваться повышения энергетической эффективности их работы.

Ключевые слова: гидромашинa, корреляционно-регрессионный анализ, целевая функция, фактор, энергетические параметры

В данном исследовании решение задачи оптимизации энергетических параметров гидромашин было реализовано на примере малоразмерного центробежного насоса (ЦН). В качестве критериев эксплуатационной эффективности работы рассмотрены значения энергетических параметров, используемых при проектировании проточной части в качестве целевых функций. В качестве факторов рассматривались абсолютные и относительные геометрические размеры проточной части гидромашин. Целью факторной оптимизации стало получение полиномиальных регрессионных однофакторных математических моделей, используемых в методике проектирования

проточной части. Структура поиска оптимальных проектных решений в данном исследовании имела схему, представленную на рис.1.

При гидравлических испытаниях опытной ступени насоса с различными вариантами закрытых рабочих колес (РК) в качестве контролируемых параметров исследовались энергетические показатели – напор и КПД, измеряемые в процессе испытаний при заданной величине числа оборотов и изменении расхода рабочего тела [1]. В качестве факторов рассматривались безразмерные геометрические соотношения проточной формы: \bar{D}_1 , b_2/D_2 , \bar{F} , b_2/L [2, 3].



Рис.1. Структура поиска оптимальных решений

В таблице 1 представлен состав факторов, а также безразмерных целевых функций корреляционно-регрессионного анализа, связанных с контролируемыми параметрами насоса. Физическими объектами экспериментального исследования стали рабочие колеса (рис. 2),

геометрические соотношения проточной формы которых зависели от следующих конструктивных размеров: D_2 – наружный диаметр колеса; b_2 – ширина лопаток в выходном сечении; $\beta_{2л}$ – угол лопатки на выходе; D_0 – диаметр входа в насос; D_1 – диаметр входа в РК; $\beta_{1л}$ – угол лопатки на входе в колесо; z – число лопаток колеса; Ψ_1 и Ψ_2 – соответственно коэффициенты стеснения потока лопатками на входе и выходе из колеса.

Бобков Александр Викторович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой высшей математики. E-mail: bobkov@knastu.ru
Каталажнова Ирина Николаевна, кандидат технических наук, доцент кафедры высшей математики

Таблица 1. Состав целевых функций и факторов

Параметры	
статистического анализа	Гидравлических испытаний ЦН
целевая функция Y	а) коэффициент напора \bar{H} [4]; б) гидравлический параметр $k_z \eta_r$ [4]; в) КПД насоса η
фактор X_j	а) относительный диаметр РК $\bar{D}_1 = D_1/D_2$; б) геометрическая степень диффузорности межлопаточных каналов $\bar{F} = F_2/F_1$ [5]; в) относительная ширина каналов РК на выходе $\bar{b}_2 = b_2/D_2$; г) относительная ширина каналов РК на входе b_2/L [5]; д) угол лопаток на выходе РК $\beta_{2л}$, град; ж) коэффициент быстроходности n_s [4]

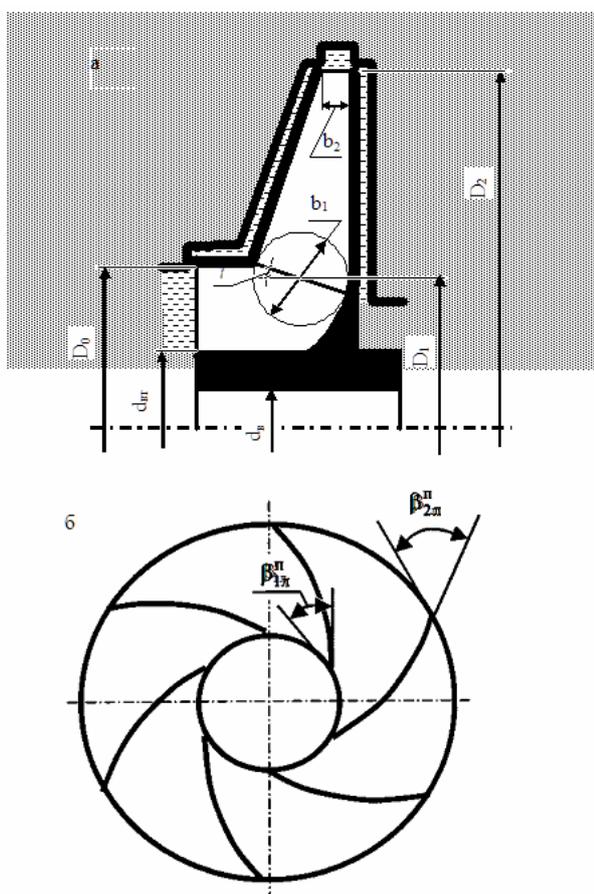


Рис. 2. Геометрические размеры РК: а – меридиональное сечение; б – окружное сечение

На рис. 3 и рис. 4 представлена взаимосвязь геометрических размеров каналов РК, позволяющая проанализировать схему изменения проточной формы каналов при подрезке лопаток РК или изменении угла. Варьирование углом $\beta_{2л}$, его уменьшением с 90° до 30° , обеспечивает увеличение относительной длины межлопаточных каналов \bar{L} , см. рис. 4, где $\bar{L} = L/L|_{\beta_{2л}=90^\circ}$. Для всех колес использовалось

постоянное отводящее устройство в виде спирального сборника с шириной $b_3 = 4,4 \cdot 10^{-3}$ м. Спиральный сборник переходил в прямоосный диффузор. Перед каждым испытанием контролировалось постоянство осевого зазора ($\delta = 0,5 \cdot 10^{-3}$, м) между колесом и корпусом насоса.

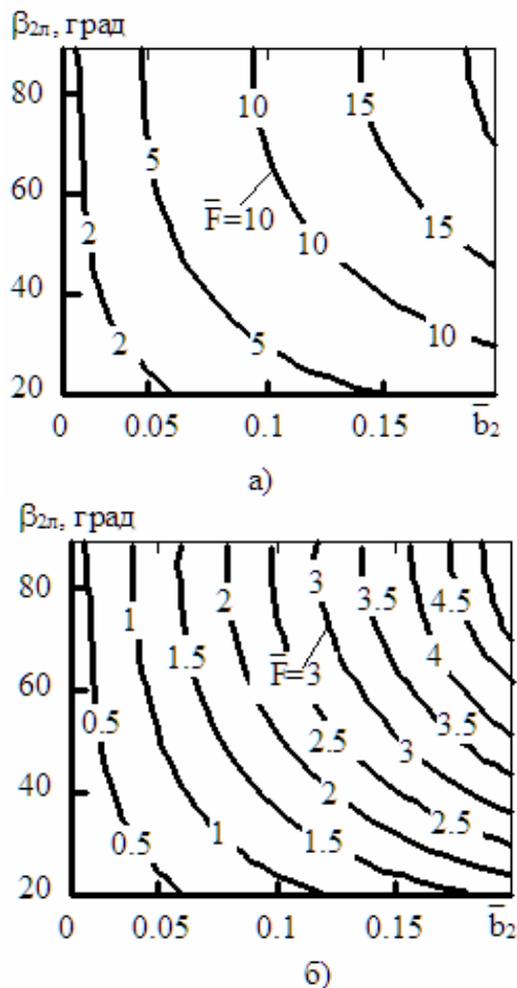


Рис. 3. Зависимость степени диффузорности каналов \bar{F} от независимых факторов b_2 и $\beta_{2л}$: а - $D_1=0,25$; б - $D_1=0,8$

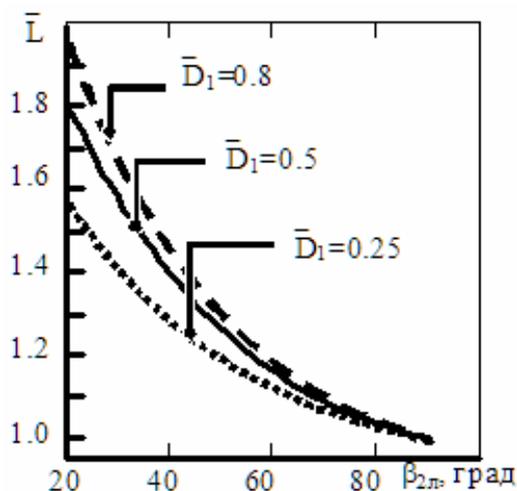


Рис. 4. Взаимосвязь геометрических факторов РК ЦН

Испытания ЦН на воде с температурой $T=20-22^{\circ}\text{C}$ проводились на стенде с замкнутым контуром. Результаты испытаний в виде напорной и КПД-характеристик подвергались обработке с целью определения точки расчётного режима, характеризуемого максимальным значением полного КПД насоса. Пример энергетических характеристик ЦН, найденных экспериментальным путем, представлен на рис. 5.

Математическое моделирование влияния геометрических и режимных параметров на энергетические показатели ЦН проводилось согласно схеме, при которой результаты гидравлических испытаний ЦН подвергались корреляционно-регрессионному анализу. Факторы, оказывающие наиболее существенное влияние

на функцию отклика, включались в регрессионные математические модели, связывающие гидродинамические параметры с геометрическими размерами проточной части и режимами работы. Корреляционный и регрессионный анализ экспериментальных данных проводился на основе типовых алгоритмов [6-8]. В таблице 2 представлен фрагмент результатов анализа однофакторных моделей энергетических параметров ЦН, зависящих от диаметра D_1 (при $\beta_{2л}=\text{const}$), которые в дальнейшем были использованы для проектирования проточной полости насоса.

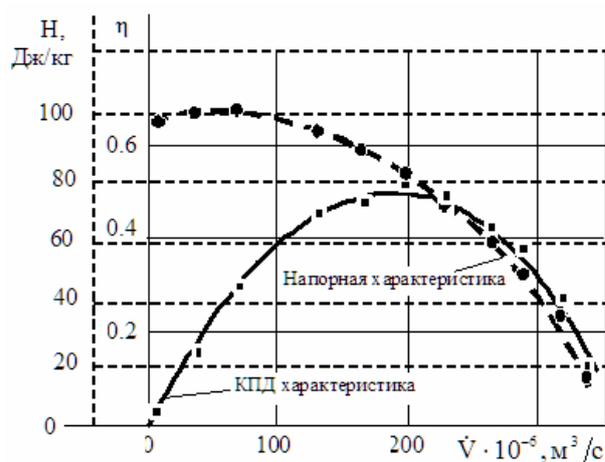


Рис. 5. Энергетические характеристики ЦН ($\beta_{2л}=30^{\circ}$; $\bar{D}_1=0,25$; $\bar{b}_2=0,109$; $n=6000$ об/мин)

Таблица 2. Однофакторные математические модели энергетических параметров ЦН

№ п/п	Уровень изменения фактора	Целевая функция	Доля объясненной вариации, %	МКК*
1	коэффициент напора			
1.1	$\beta_{2л}$ 30°	$\bar{H}=0,538 + 0,363 \bar{D}_1 \square 0,827 \bar{D}_1^2$	97,8	0,988
2	гидравлический параметр $k_z \eta_r$			
2.1	$\beta_{2л}$ 45°	$k_z \eta_r = 0,338 + 1,292 \bar{D}_1 \square 1,638 \bar{D}_1^2$	97,8	0,989
3	коэффициент полезного действия η			
3.1	$\beta_{2л}$ 60°	$\eta = \square 0,069 + 2,267 \bar{D}_1 \square 1,978 \bar{D}_1^2$	76,0	0,872

Примечание: * - множественный коэффициент корреляции

Выводы: однофакторные уравнения связи между энергетическими показателями и геометрией проточной части целесообразно использовать уже на первом этапе проектирования для предварительной оценки выходных параметров гидромашин. Это позволяет существенно уменьшить число итераций расчёта на последующих стадиях проектирования.

Кроме того, наличие таких уравнений облегчает в рамках доводочных испытаний вновь создаваемых конструкций целенаправленно трансформировать проточную часть и добиваться повышения энергетической эффективности гидромашин, проводя минимальное количество гидравлических испытаний.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Бобков, А.В. Статические энергетические характеристики малорасходных центробежных насосов / А.В. Бобков, Б.В. Овсянников, И.Н. Каталажнова // Современное состояние и перспективы развития гидромашиностроения в XXI веке: Тр. межд. науч.-техн. конф. – СПб: Нестор, 2003. С. 71-72.
2. Ганчев, Б.Г. Проектирование ступени лопаточной машины: Учеб. пособие / Б.Г. Ганчев, В.В. Полосин, С.В. Селиховкин. Под ред. Л.Л. Калишевского. – М.: МГТУ, 1993. 66 с.
3. Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ № 2004611374. Расчёт относительных геометрических соотношений, характеризующих проточную форму межлопаточных каналов центробежного насоса / И.Н. Каталажнова (РФ) – Заявка № 2004610864; Оpubл. 03.06.2004 // Программы для ЭВМ. Базы данных. Топологии интегральных микросхем. – 2004. № 2.
4. Овсянников, Б.В. Теория и расчёт агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. 3-е изд., перераб. и доп. / Б.В. Овсянников, Б.И. Боровский – М.: Машиностроение, 1986. 376 с.
5. Бобков, А.В. Центробежные насосы систем терморегулирования космических аппаратов. – Владивосток: Дальнаука, 2003. 217 с.
6. Румшинский, Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента. – М.: Наука, 1971. 341 с.
7. Шефе, Г. Дисперсионный анализ. – М.: Физматгиз, 1963. 294 с.
8. Костылев, А.А. Статистическая обработка результатов экспериментов на ЭВМ / А.А. Костылев, П.В. Миляев, Ю.Д. Дорский – Л.: Энергоатомиздат, 1991. 304 с.

**FACTORIAL OPTIMIZATION OF THE POWER
HYDRAULIC MACHINE PARAMETERS**

© 2011 A.V. Bobkov, I.N. Katalazhnova

Komsomolsk-on-Amur State Technical University

In article the correlation regression analysis attachment to the estimation of hydraulic tests results is considered. The analysis purpose – creation the regressive mathematical models connecting power parameters with geometry of flowing part and operating modes of hydraulic machine. Presence of such models allows to transform purposefully within the limits of honing tests the again created hydraulic machines the flowing part and to achieve increase of power efficiency of their work.

Key words: *hydraulic machine, correlation regression analysis, criterion function, factor, power parameters*

Alexander Bobkov, Doctor of Technical Sciences, Professor,
Head of the Department of High Mathematics. E-mail:

bobkov@knastu.ru

Irina Katalazhnova, Candidate of Technical Sciences, Associate
Professor at the Department of High Mathematics