

УДК 621.12

С.Н. Зеленов, П.В. Семашко

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ
ЦИРКУЛЯЦИОННОГО ПОДШИПНИКА ГТД**

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Представлены результаты экспериментальных исследований по определению оптимальных геометрических размеров циркуляционного подшипника газотурбинного двигателя (ГТД). Сложность и объем данных исследований связаны с большими затратами времени и материальных ресурсов на их проведение в реальном исполнении. Эти причины обусловили необходимость применения современных методов компьютерного моделирования и проектирования технических изделий.

В работе использованы:

- программный комплекс *FlowVision*, предназначенный для моделирования трёхмерных течений жидкости и газа в технических и природных объектах, а также визуализации этих течений методами компьютерной графики;
- геометрическое моделирование исследуемых объектов с помощью программы *Unigraphics*;
- движение к оптимуму по методу "крутого восхождения".

Выполненные исследования показали, что данная методика проектирования газостатических подшипников ГТД, построенная на совместном использовании моделирования энергетических и геометрических параметров, позволяет существенно ускорить и удешевить процесс создания изделия с рациональными геометрическими размерами.

Ключевые слова: циркуляционный подшипник, геометрические размеры, методика проектирования, компьютерное моделирование, движение к оптимуму.

Сложность и объем экспериментальных исследований обуславливают большие затраты ресурсов на проведение экспериментов, получение достоверных результатов и разработку необходимых технических средств. Эти причины делают весьма актуальной проблему оптимизации методов и программ исследований, стратегий и планов эксперимента.

Применение методов планирования эксперимента позволяет сократить число опытов и решить поставленную задачу при минимальном объеме экспериментов с заданной точностью.

В данной работе объектом исследования является циркуляционный подшипник газотурбинного двигателя (ГТД). Подшипники с циркуляционным поддувом применяются в высокоскоростных узлах главным образом в тех случаях, когда масса ротора мала по сравнению с возможной подъёмной силой, а дополнительными радиальными нагрузками можно пренебречь. В этих условиях шип при вращении занимает в подшипнике положение, близкое к центральному. Когда скорость вращения чисто аэродинамического подшипника равна нулю, его устойчивая работа возможна только вследствие "жёсткости" аэростатической подушки, создаваемой циркуляционным поддувом.

Циркуляционный подшипник представляет собой цилиндрическую втулку, снабжённую отверстиями для поддува сжатого газа (рис. 1), расположенными симметрично по окружности.

Сжатый газ (рис. 2), подаваемый в цилиндрическую камеру под давлением P_0 , проходит через ряд отверстий в смазочный зазор. В каждом ряду по окружности равномерно распределены 8...12 отверстий, имеющих ступенчатую форму: диаметр выходной части равен 0,5...1,5 мм, а входной для облегчения сверления 2...2,5 мм. Диаметр выходного отверстия должен быть таким, чтобы "жёсткость" аэростатического смазочного слоя была максимальной при заданном давлении поддува.

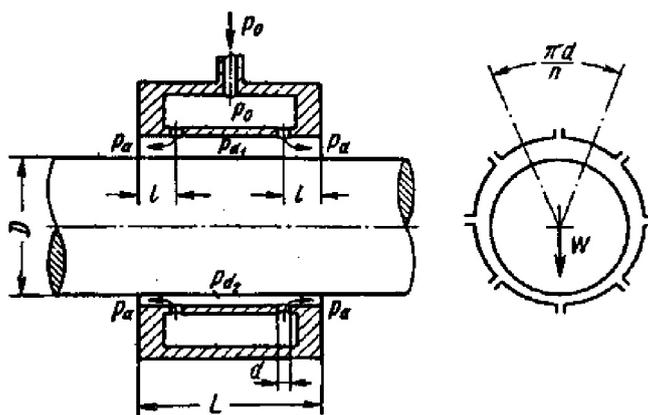


Рис. 1. Циркуляционный подшипник

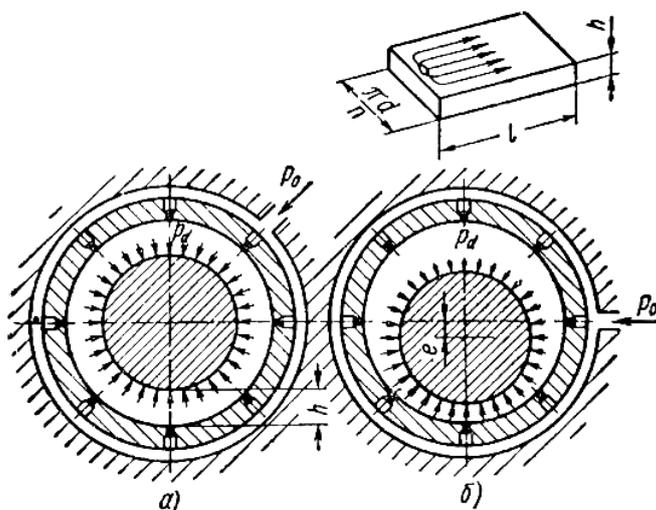


Рис. 2. Распределение давлений по окружности циркуляционного подшипника при различных положениях шипа:

a – центральное без нагрузки на вал; *б* – эксцентричное под нагрузкой

Подаваемый в подшипники сжатый газ выполняет три функции:

- предотвращает возникновение скоростного вихря;
- исключает возможность попадания в смазочный зазор абразивной пыли, воды и агрессивных газов за счет создания в зазоре повышенного по сравнению с атмосферным давления и одновременно устраняет необходимость защиты подшипников какими-либо уплотняющими устройствами, что значительно упрощает конструкцию;
- устраняет сухое трение при пуске и остановке.

В момент пуска аэродинамический подшипник с циркуляционным поддувом работает как аэростатический. При неподвижном вале он обеспечивает отделение шипа от подшипника вследствие образования статической газовой подушки. Во время вращения подъемная сила, создаваемая в результате действия сил вязкости в смазочном слое, увлекаемом вращающимся валом, во много раз больше статической подъемной силы.

Одной из задач, решаемых при проектировании аэродинамического подшипника, является достижение наибольшего значения величины подъемной силы при заданных конструктивных ограничениях.

Установим зависимость подъемной силы от трех основных геометрических размеров (факторов): относительной длины подшипника $\lambda = L/D$; относительного эксцентриситета $\bar{e} = e/h$, где e – эксцентриситет, мм; h – зазор между валом и втулкой подшипника, мм.

Для решения поставленной задачи воспользуемся известными методами планирования экспериментов [1, 2, 3].

На начальном этапе эксперименты проводим по плану центрального композиционного планирования (ЦКП) для трех факторов, где факторы варьируются на пяти уровнях: $-\alpha, -1, 0, +1, +\alpha$ [3, 4].

Области определения каждого фактора, интервалы варьирования, координаты нулевой точки эксперимента и соответствующие им кодированные значения факторов представлены в табл. 1.

Таблица 1

Факторы и уровни их варьирования

Факторы	Уровни факторов					Области определения	
	$-\alpha$	-1	0	+1	$+\alpha$	верхние границы	нижние границы
$x_1(\lambda)$	1,1	1,2	1,5	1,8	1,9	1,2	1,8
$x_2(\bar{e})$	0,2	0,3	0,5	0,7	0,8	0,3	0,7
$x_3(h)$	0,012	0,013	0,015	0,017	0,018	0,013	0,017

После проведения в соответствии с планом 15-ти экспериментов получаем уравнение функции отклика. Затем, используя метод "крутого восхождения" [5], осуществим движение к области оптимума функции.

Из-за невозможности проведения дорогостоящих натуральных экспериментов, они моделируются с помощью программы *FlowVision*.

Компьютерный эксперимент в *FlowVision*

Программный комплекс *FlowVision* предназначен для моделирования трёхмерных течений жидкости и газа в технических и природных объектах, а также визуализации этих течений методами компьютерной графики.

В нашем случае задачей экспериментов является определение подъёмной силы W , Н.

Для моделирования экспериментов с помощью программы *Unigraphics* строятся 15 моделей развёрнутого зазора циркуляционного подшипника, соответствующих ЦКП эксперимента [3,4]. В табл. 2 представлены принятые геометрические размеры каналов течения газа в подшипнике.

Для решения задачи определения подъёмной силы была выбрана модель *Full Compressible fluid* (Полностью сжимаемая жидкость). В списке рассчитываемых уравнений отмечаем *Energy* (Энергия), *Velocity* (Скорость) и *Turbulence* (Турбулентность). Выбранная модель и рассчитываемые уравнения означают, что рассматривается задача для турбулентного течения, в которой будут решаться уравнения энергии, уравнения Навье-Стокса и уравнения для турбулентных функций переноса. Из физических параметров в данном практическом случае были заданы начальные значения (*Initial Values*): температура газа 100°C ; избыточное давление 405300 Па.

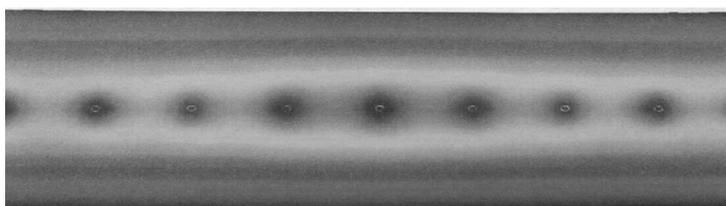
Задаём расчётную сетку, сконцентрированную в плоскостях питательных отверстий и плоскости распространения газа в зазоре подшипника с размерами $70 \times 5 \times 18$ мм.

Пример визуализации результатов эксперимента с моделью № 1 представлен на рис. 3.

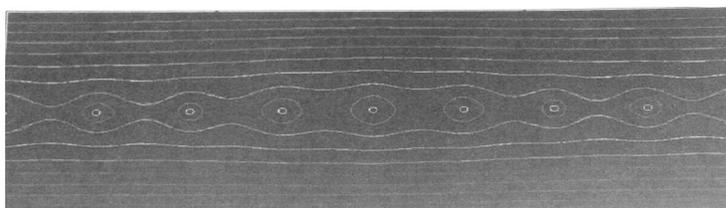
Таблица 2

Геометрические параметры каналов

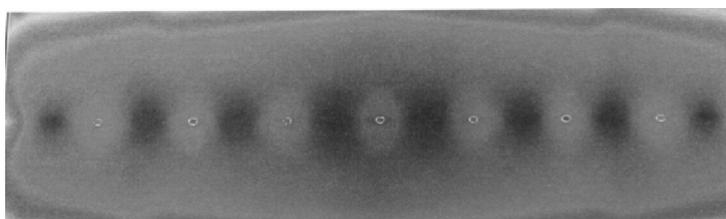
№ модели	L/D	e/h	h , мм	D , мм	L , мм	e , мм	Части ЦКП ПФЭ 2 ³
1	1,2	0,3	0,013	30	36	0,0039	ПФЭ 2 ³
2	1,8	0,3	0,013	30	54	0,0039	
3	1,2	0,7	0,013	30	36	0,0091	
4	1,8	0,7	0,013	30	54	0,0091	
5	1,2	0,3	0,017	30	36	0,0051	
6	1,8	0,3	0,017	30	54	0,0051	
7	1,2	0,7	0,017	30	36	0,0119	
8	1,8	0,7	0,017	30	54	0,0119	
9	1,9	0,5	0,015	30	57	0,0075	"звездные точки"
10	1,1	0,5	0,015	30	33	0,0075	
11	1,5	0,8	0,015	30	45	0,012	
12	1,5	0,2	0,015	30	45	0,003	
13	1,5	0,5	0,018	30	45	0,009	
14	1,5	0,5	0,012	30	45	0,006	"нулевая точка"
15	1,5	0,5	0,015	30	45	0,0075	



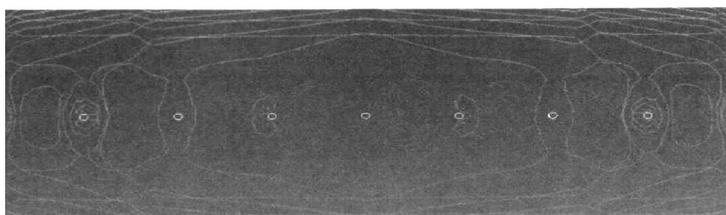
а)



б)



в)



г)

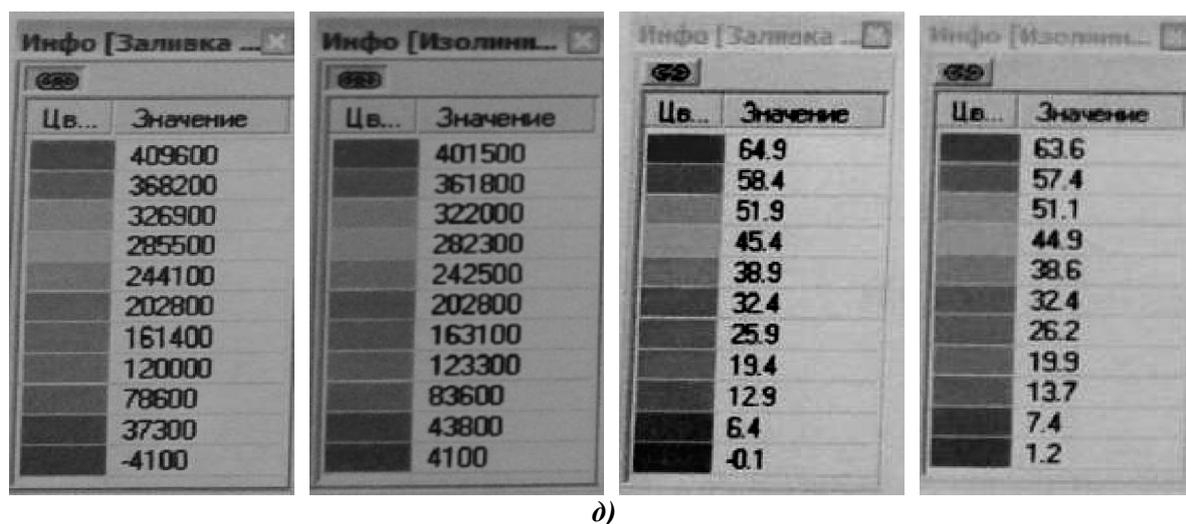


Рис. 3. Результаты визуализации эксперимента модели №1:

a – заливка из давления; *б* – изолинии давления; *в* – заливка из скорости; *г* – изолинии скорости;
д – значения расчетных параметров соответственно *a*, *б*, *в*, *г*

Найденные для различных сочетаний геометрических параметров газоподводящих каналов подшипника значения подъемной силы приведены в табл. 3.

Таблица 3

Величина подъемной силы

№ модели	W, Н	№ модели	W, Н
1	190,0	9	314,8
2	235,0	10	273,8
3	428,8	11	466,3
4	474,5	12	31,2
5	156,9	13	225,6
6	178,4	14	439,7
7	406,4	15	295,8
8	409,4		

Далее необходимо определить вид уравнения регрессии для нахождения оптимума функции подъемной силы.

Движение к оптимуму по методу "крутого восхождения"

Движение к оптимуму по методу "крутого восхождения" осуществляется с помощью локального описания поверхности отклика изучаемого объекта по планам ПФЭ 2^k или ДФЭ 2^{k-p} в направлении градиента параметра оптимизации.

Приближенное математическое описание объекта исследований по планам ПФЭ и ДФЭ в виде линейной модели

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i \cdot x_i$$

позволяет находить область оптимума путем движения по градиенту, так как коэффициенты b_i этой модели являются оценками частных производных функции отклика, т. е. компонентами градиента функции отклика $y = \varphi(x_i)$.

Расчёт движения к оптимуму по методу "крутого восхождения" производится следующим образом.

Перепишем таблицу ЦКП с учётом значений функции отклика из табл. 2, в результате получим табл. 4.

Таблица 4

Исходные данные для определения коэффициентов уравнения регрессии

№	x_0	$x_1(L/D)$	$x_2(e/h)$	$x_3(h, \text{мм})$	$\varphi(W, H)$
1	1	-1	-1	-1	190,0
2	1	1	-1	-1	235,0
3	1	-1	1	-1	428,8
4	1	1	1	-1	474,5
5	1	-1	-1	1	156,9
6	1	1	-1	1	178,4
7	1	-1	1	1	406,4
8	1	1	1	1	409,4
9	1	1,414	0	0	314,8
10	1	-1,414	0	0	273,8
11	1	0	1,414	0	466,3
12	1	0	-1,414	0	31,2
13	1	0	0	1,414	225,6
14	1	0	0	-1,414	439,7
15	1	0	0	0	295,8

Вычислительный алгоритм реализуется по следующим этапам.

По формуле $b_i = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N x_{iu} y_u$ определяются коэффициенты регрессии:

$$b_0 = \frac{1}{15} (190 + 235 + 428,8 + 474,5 + 156,9 + 178,4 + 406,4 + 409,4 + 314,8 + 273,8 + 466,3 + 31,2 + 225,6 + 439,7 + 295,8) = 301,7733;$$

$$b_1 = \frac{1}{15} (-190 + 235 - 428,8 + 474,5 - 156,9 + 178,4 - 406,4 + 409,4 + 314,8 \cdot 1,414 - 273,8 \cdot 1,414 + 0 \cdot 466,3 + 0 \cdot 31,2 + 0 \cdot 225,6 + 0 \cdot 439,7 + 0 \cdot 295,8) = 11,5449;$$

$$b_2 = \frac{1}{15} (-190 + 235 - 428,8 + 474,5 - 156,9 + 178,4 - 406,4 + 409,4 + 314,8 \cdot 0 - 273,8 \cdot 0 + 1,414 \cdot 466,3 - 1,414 \cdot 31,2 + 0 \cdot 225,6 + 0 \cdot 439,7 + 0 \cdot 295,8) = 104,9354;$$

$$b_3 = \frac{1}{15} (-190 + 235 - 428,8 + 474,5 - 156,9 + 178,4 - 406,4 - 409,4 + 314,8 \cdot 0 - 273,8 \cdot 0 + 0 \cdot 466,3 + 0 \cdot 31,2 + 1,414 \cdot 225,6 - 1,414 \cdot 439,7 + 0 \cdot 295,8) = -31,9958.$$

Таким образом, уравнение регрессии в кодированных переменных будет иметь вид:

$$y = 301,7733 + 11,5449 x_1 + 104,9354 x_2 - 31,9958 x_3.$$

На основании принятых ранее исходных данных, устанавливаем границы факторного пространства: $1,2 < x_1 < 1,8$; $0,3 < x_2 < 0,7$; $0,013 < x_3 < 0,017$ (мм).

В качестве центра плана возьмём точку x_{i0} с координатами: $x_{10} = 1,5$; $x_{20} = 0,5$; $x_{30} = 0,015$, а интервалы варьирования выберем: $\Delta x_1 = 0,3$; $\Delta x_2 = 0,2$; $\Delta x_3 = 0,002$ в соответствующих размерностях.

Осуществим движение к максимуму параметра оптимизации (подъёмная сила). Примем за базовый фактор x_1 , шаг движения в направлении градиента по x_1 равным $\delta x_1 = 0,01$, тогда вспомогательный множитель $\theta = \theta_0 = \delta x_1 / (b_1 \cdot \Delta x_1) = 0,01 / (11,54493 \cdot 0,3) = 0,00288727$.

При $\theta_0 = 0,00288727$ рассчитываем шаги движения по x_2 и x_3 :

$$\delta x_2 = \theta_0 \cdot b_2 \cdot \Delta x_2 = 0,00288727 \cdot 104,9354 \cdot 0,2 = 0,061;$$

$$\delta x_3 = \theta_0 \cdot b_3 \cdot \Delta x_3 = 0,00288727 \cdot (-31,99582) \cdot 0,002 = -0,0001848.$$

Для перехода от уравнения регрессии в кодированных переменных и расчёта значений функции отклика в натуральных значениях y^p воспользуемся формулой

$$x_i = \frac{1}{\Delta x_i} (x_i - x_{i0}),$$

в результате получим уравнение регрессии в натуральных переменных:

$$y^p = 301,7733 + 38,483(x_1 - 1,5) + 524,677(x_2 - 0,5) - 15997,913(x_3 - 0,015).$$

Результаты расчёта подъемной силы по полученному уравнению приведены в табл. 4.

Таблица 4

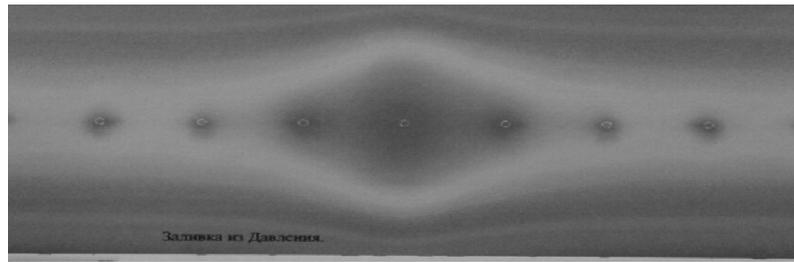
Результаты расчета величины подъемной силы

№ опыта	Факторы			Отклик
	x_1	x_2	x_3	y^p
1	1,5	0,5	0,015	301,773
2	1,51	0,561	0,015	336,907
3	1,52	0,621	0,015	372,041
4	1,53	0,682	0,014	407,174

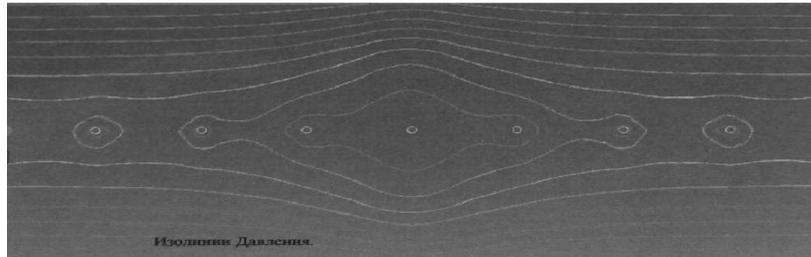
При движении к оптимуму были рассчитаны четыре «мысленных» опыта, при этом была достигнута граница факторного пространства по второму фактору. Анализ величин и знаков уравнения регрессии показывает, что для увеличения подъемной силы следует уменьшать, величину зазора между валом и втулкой подшипника и наоборот увеличить относительную длину подшипника. Найденные значения геометрических параметров: $x_1 = 1,53$ - относительная длина подшипника, $x_2 = 0,682$ - относительный эксцентриситет, $x_3 = 0,014$, мм, - зазор между валом и втулкой подшипника близки к оптимальным для принятых условий и могут быть заложены в основу дальнейшей конструктивной разработки ГТД.

Для проверки правильности расчётов реализуем в *FlowVision* опыт №4, в котором было достигнуто максимальное значение функции отклика – величины подъемной силы. Результаты визуализации расчетов показаны на рис. 4.

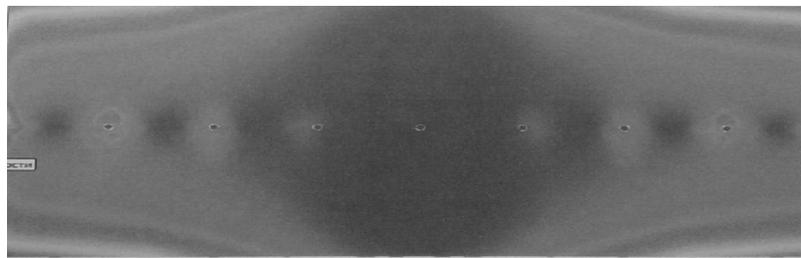
Сравнение результатов визуализации всех проведенных в соответствии с планом экспериментов показало, что в опыте №4 (рис. 4) зона повышенного давления соответствует центральному положению газового шипа, а ее границы занимают наибольшую площадь, что и обеспечивает подшипнику с рациональными размерами создание максимальной подъемной силы.



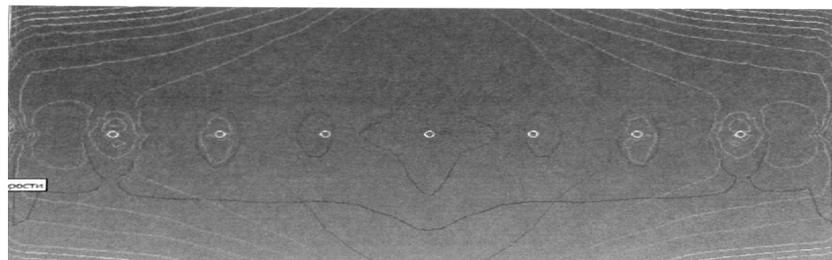
а)



б)



в)



г)

Цв...	Значение
410400	410400
369000	369000
327500	327500
286100	286100
244600	244600
203200	203200
161700	161700
120300	120300
78800	78800
37400	37400
-4100	-4100

Цв...	Значение
402300	402300
362500	362500
322700	322700
282800	282800
243000	243000
203200	203200
163400	163400
123600	123600
83700	83700
43900	43900
4100	4100

Цв...	Значение
121	121
109	109
97	97
84	84
72	72
60	60
48	48
36	36
23	23
11	11
-1	-1

Цв...	Значение
119	119
107	107
95	95
84	84
72	72
60	60
48	48
36	36
25	25
13	13
1	1

д)

Рис. 4. Результаты визуализации эксперимента модели №4:
 а – заливка давления; б – изолинии давления; в – заливка скорости; г – изолинии скорости;
 д – значения расчетных параметров соответственно на рис. а, б, в, г

В заключение отметим, что рассмотренный в статье пример совместного использования компьютерного моделирования течения газа в зазорах подшипника и методов планирования эксперимента (ДФЭ с ЦКП и «метода крутого восхождения») показал возможность существенного упрощения и ускорения процесса решения задачи поиска рациональных размеров газостатических подшипников. Такая методика позволяет с большей эффективностью и достоверностью принимать технические решения при создании новых изделий.

Библиографический список

1. **Налимов, В.В.** Теория эксперимента / В. В. Налимов. – М.: Наука, 1971. – 208 с.
2. Рогов, В. А. Методика и практика технических экспериментов: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / В. А. Рогов, Г. Г. Позняк. – М.: Академия, 2005. – 288 с.
3. **Бажан, П.И.** Основы научных исследований на речном транспорте: учеб. пособие для студентов институтов водного транспорта / П. И. Бажан, Б. И. Вайсблат, И. И. Трянин. – Горький: Волго-Вятское кн. изд-во, 1990. – 319 с.
4. **Семашко, П.В.** Использование многофакторного планирования при исследовании сопловых аппаратов / П. В. Семашко, С. Н. Зеленев // Технические науки: теоретические и прикладные аспекты: сб. ст. Международной научно-практической конференции 16 июня 2014 г. Уфа. Издательство "Аэтерна", 2014. – С. 47–52.
5. **Михайлов, В.И.** Планирование экспериментов в судостроении / В. И. Михайлов, К.М. Федосов. – Л.: Судостроение, 1978. – 160 с.

*Дата поступления
в редакцию 05.08.2017*

S.N. Zelenov, P.V. Semashko

DETERMINATION OF THE OPTIMUM GEOMETRIC DIMENSIONS OF THE CIRCULATING BEARING GTD (gas-turbine engine)

Nizhniy-Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev

Purpose: Solved the specific task of finding optimal geometric dimensions of the circulating bearing of a gas turbine engine (GTE).

Design/methodology/approach: Theoretical foundation is sharing a computer simulation of the gas flow in the channels bearing sizes of geometric modeling and planning of experiments in the form of the "steep ascent".

Findings: The application of the proposed methodology in product design practice significantly reduces the volume and to improve the reliability of research results.

Research limitations/implications: The results of the work can be regarded as initial data for more complex, with a large number of variables of practical tasks.

Originality/value: the proposed methodology allows solving tasks of optimization design of various technical products with minimal investment of time and money.

Key words: Circulating bearing, the geometric dimensions, design procedure, computer modeling, movement to the optimum.