электронное научно-техническое издание
НАУКА и ОБРАЗОВАНИЕ
Эл № ФС 77 - 30569. Государственная регистрация №0421100025. ISSN 1994-0408

Оптимизация геометрических параметров отвода нефтяного магистрального насоса типа НМ

77-30569/347727

03, март 2012

Ломакин В. О., Петров А. И., Степанюк А. И.

УДК.62-137

МГТУ им. Н.Э. Баумана
lomakin@pump.ru
alex_i_petrov@mail.ru

Во многих центробежных насосов с большими подачами применяются двухзавитковые спиральные отводы. В частности, такие отводы используются в насосах типа «Д», магистральных нефтяных насосах типа «НМ» и ряде других. В настоящее время кафедра Э-10 МГТУ им. Н.Э. Баумана ведет разработку ряда нефтяных магистральных насосов тип «НМ» в рамках работ по проекту "Разработка и производство отечественных насосных агрегатов нового класса для транспорта нефти (импортозамещающие технологии)" при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (Постановление Правительства РФ № 218).

В рамках данной работы возникла необходимость в оптимизации геометрических параметров элементов проточной части с целью улучшениях различных характеристики оборудования. В частности была поставлена задача минимизировать потери энергии в отводящем устройстве насоса, что приведет к увеличению КПД, а также минимизировать радиальные нагрузки на ротор насоса. Радиальные нагрузки на ротор, имеющие гидродинамическую природу, возникают вследствие несимметричного распределения давления по окружности рабочего колеса в отводе [1].

Большое количество геометрических параметров и, соответственно, оптимизационных точек не позволяет проводить оптимизацию, опираясь только на данные натурного эксперимента или эксперимента на уменьшенных моделях. Поэтому процесс оптимизации решено было проводить с помощью численного эксперимента, предварительно верифицировав его модельными испытаниями исходной модели, а окончательную верификацию проводить путем модельных испытаний насосов с оптимизированной проточной частью

В целом можно выделить следующие этапы оптимизации проточной части насоса на заданные параметры:

- Построение по данным предварительного расчета 3D-моделей проточной части по отдельным элементам (подводящее устройство, рабочее колесо, отводящее устройство и др.) и общей 3D-модели проточной части насоса

- Численное моделирование течения жидкости в CFD-пакете STARCCM, качественный и количественный анализ характера течения жидкости в проточной части и параметров насоса

- Численная оптимизация проточной части, результатом которой должно явиться получение оптимальной по заданным критериям проточной части насоса

- Изготовление модели или опытного образца насоса, проведение испытаний и верификация данных, полученных ранее расчетным путем.

Каждая пробная точка в пространстве параметров – это отдельная 3D-модель проточной части. Построение 3D-моделей, соответствующих требованиям пакетов CFD-моделирования, в CAD системах (SolidWorks, CATIA и их аналоги) может занимать у квалифицированного пользователя более недели (на одну модель), что делает получение достаточного для проведения оптимизации количества пробных точек крайне трудозатратным и длительным.

Данная задача в настоящее время решается путем автоматизированного построения параметризованных моделей проточной части насосов

В данной статье изложен процесс оптимизации на численных моделях отвода насоса НМ3600-230.

После предварительных расчетов были выявлены 6 геометрических параметров, которые оказывают наибольшее влияние на выбранные критерии оптимизации (потери напора и радиальная сила). Эти параметры и пределы их изменения приведены в таблице ниже:

Таблица 1

Пределы изменения параметров оптимизации

Параметр оптимизации	Min	Max
Ширина входа в отвод b, мм	120	160
Радиус входа в отвод R, мм	248.7	325.5
Диффузорность обводного канала kD	0.8	2.5
Коэффициент расширения обводного канала kb	1.2	2
Угол установки языка в плане **j**, град.	15	30
Пропускная способность спиральной части A, мм	55	75

Оптимизация по двум критериям вызывает определённые трудности, так как составление целевой функции является нетривиальной задачей. Оба критерия являются весомыми и объективно определить для них весовые коэффициенты не представляется возможным. Поэтому было решено использовать ЛП-тау поиск, так как этот метод не предполагает точного определения целевой функции [2].

Был составлен алгоритм генерации ЛП-тау последовательности. Расчетные точки сведены в таблицу:

Таблица 2

Расчетные точки ЛП-тау последовательности

№ точки	b, мм	R, мм	kD	kb	**j**, град	A, мм
0	140	287.137	1.65	1.6	22.5	65
1	150	267.956	1.225	1.8	18.75	70
2	130	306.319	2.075	1.4	26.25	60
3	155	258.366	1.863	1.3	28.125	67.5
4	135	296.728	1.012	1.7	20.625	57.5
5	125	277.547	2.288	1.9	24.375	62.5
6	145	315.909	1.438	1.5	16.875	72.5
7	132.5	253.57	1.119	1.25	25.313	73.75
8	152.5	291.933	1.969	1.65	17.813	63.75
9	142.5	272.752	1.544	1.85	29.063	58.75
10	122.5	311.114	2.394	1.45	21.563	68.75
11	147.5	263.161	1.756	1.35	19.688	61.25
12	127.5	301.523	0.906	1.75	27.188	71.25
13	137.5	282.342	2.181	1.95	15.938	66.25
14	157.5	320.705	1.331	1.55	23.438	56.25
15	128.75	251.173	1.597	1.425	21.094	65.625
16	148.75	289.535	2.447	1.825	28.594	55.625
17	158.75	270.354	1.172	1.625	17.344	60.625
18	138.75	308.716	2.022	1.225	24.844	70.625
19	153.75	260.763	2.234	1.525	22.969	58.125
20	133.75	299.126	1.384	1.925	15.469	68.125

Для каждой точки из таблицы с помощью разработанной программы автоматического построения была построена 3D-модель проточной части насоса, составлена численная модель и произведен расчет.

Чтобы минимизировать погрешности связанные с численным расчетом, все модели рассчитывались при одинаковых параметрах расчетной сетки и с одинаковыми граничными условиями.

3D-геометрия модели с обозначением граничных условий представлена на рисунке ниже:

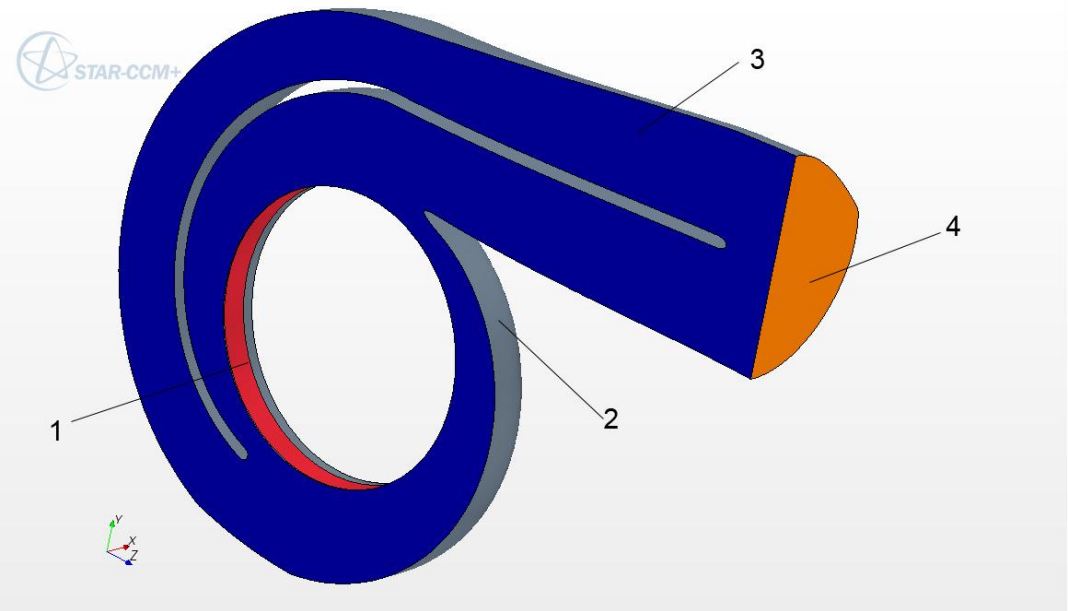


Рисунок 1 - Граничные условия при расчете отвода

1) Скорость на входе, причем скорость задавалась своими проекциями: радиальной и тангенциальной. Значение скоростей получены из теоретического расчета рабочего колеса.

2) Стенка отвода, введена как внешняя граница потока.

3) Плоскость симметрии. Введение условия симметричности сокращает объем расчетной сетки вдвое, что существенно ускоряет затраты машинного времени при расчете. Моделирование течения в насосе с полной проточной частью показало, что данное допущение (о симметричности потока) справедливо и может быть принято при расчете.

4) Давление на выходе. Так как при расчете несжимаемой жидкости имеет смысл лишь перепад давления, а не его абсолютное значение, давление на выходе отвода принималось равным нулю, а потери оценивались как разность полных напоров между входом и выходом из отвода.

Выходное сечение отвода экстрагировалось на расстояние 1 м для получения участка стабилизации потока.

Значения проекций скоростей на входе для данного типоразмера отвода следующие:

- окружная скорость Vu=44 м/с
- радиальная скорость Vr=8,4 м/с.

Некоторые полученные картины течений приведены в рисунках ниже:

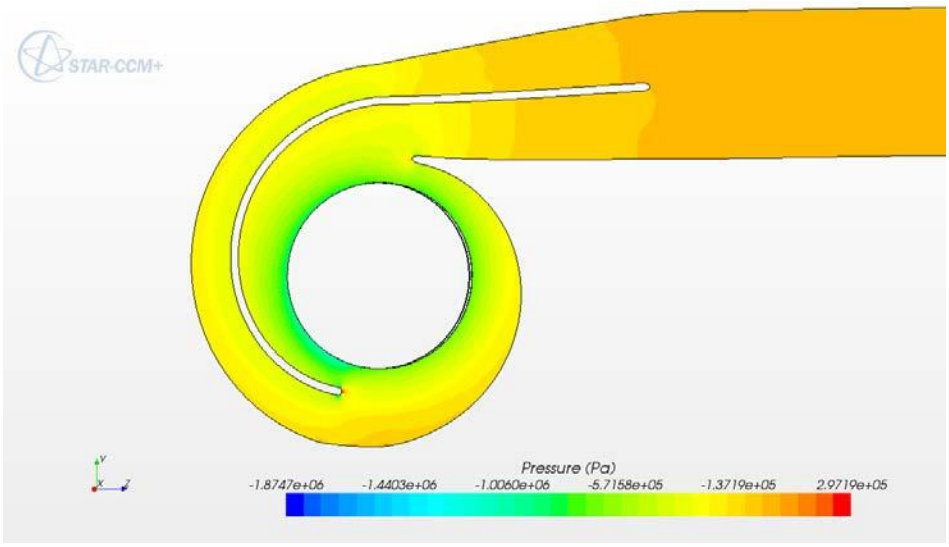


Рисунок 2 - Распределение давления в отводе №4

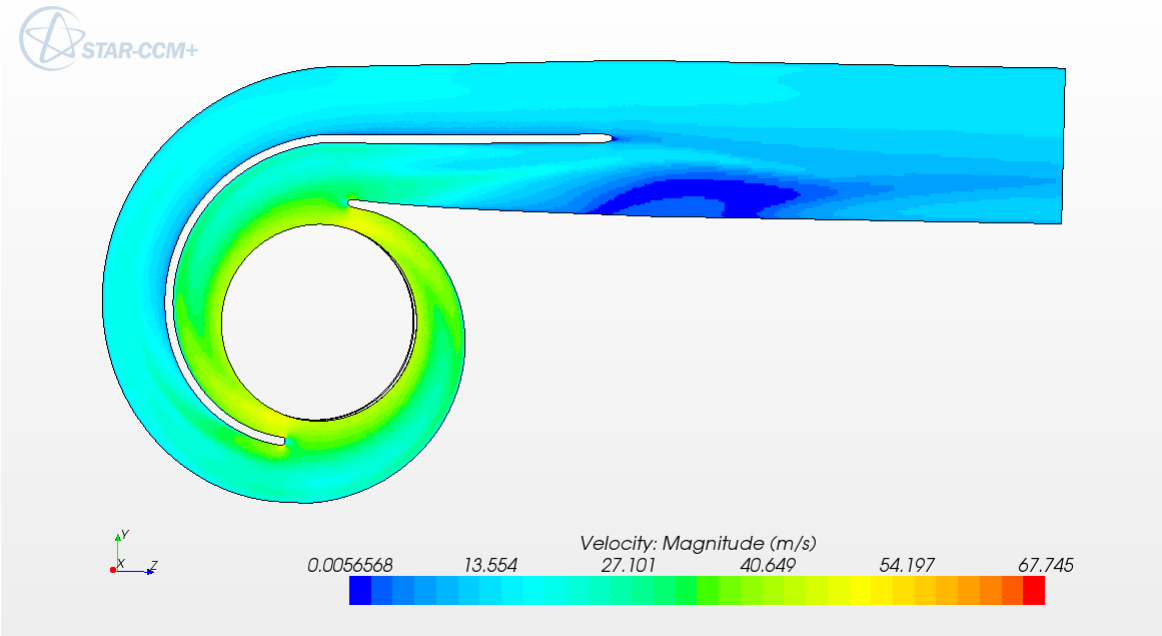


Рисунок 3 - Распределение модуля скорости в отводе №13

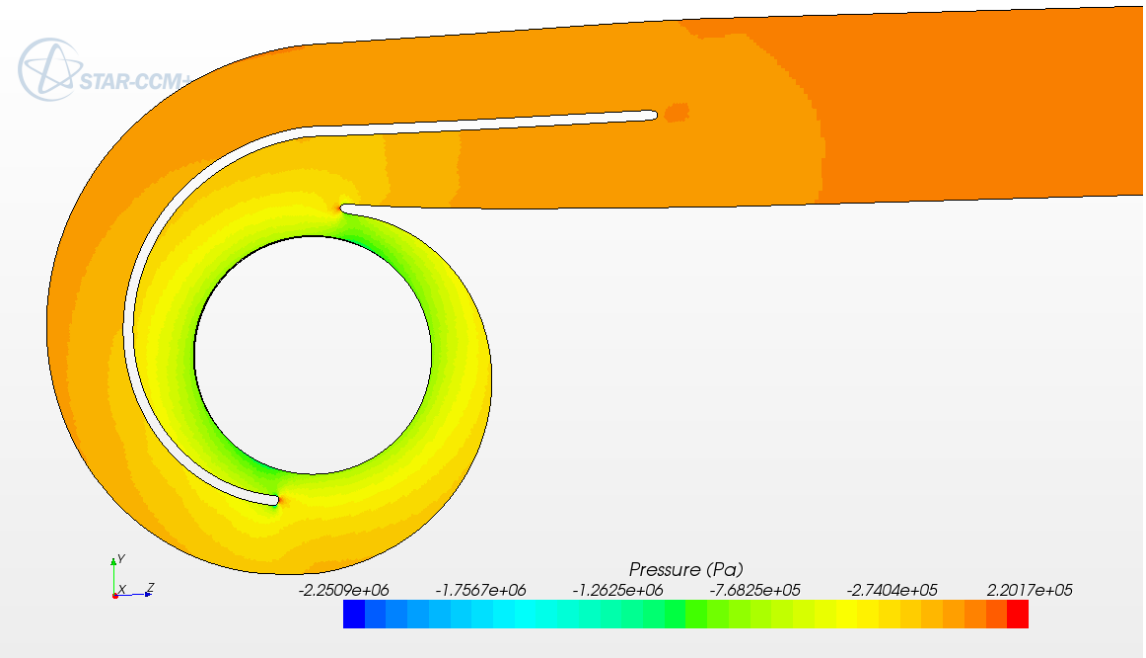


Рисунок 4 - Распределение давления в отводе №13

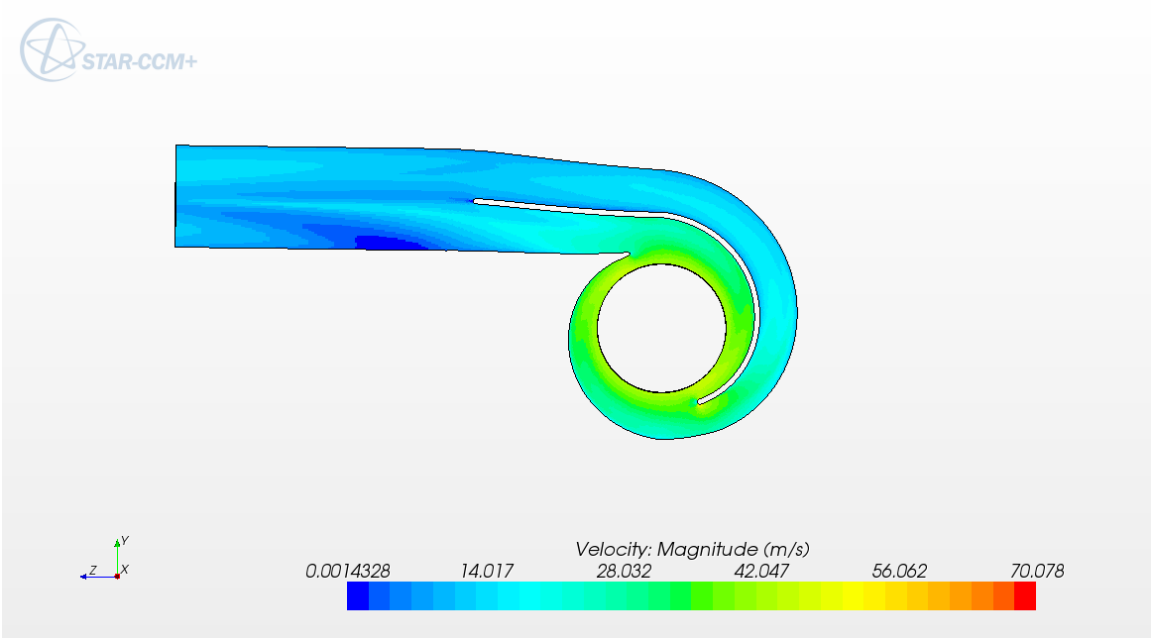


Рисунок 5 - Распределение модуля скорости в отводе №16

Из приведенных выше рисунков видна существенная неравномерность распределения давления в отводе №4 и наоборот, равномерное распределение для отвода №13. Это приводит к значительной разнице в радиальной силе.

Результаты оптимизации сведены в таблицу:

Таблица 3

Результаты оптимизации отводящего устройства

№ точки	Потери напора H, м	Радиальная сила на роторе P, Н
0	10,02	1054
1	11,67	2203
2	13,79	5299
3	11,35	488
4	14,09	6421
5	9,86	909
6	10,87	1059
7	14,05	1551
8	10,05	301
9	10,69	1961
11	10,68	1128
13	10,24	59,5
14	10,7	2916
15	11,03	552
16	9,36	1533
17	15,96	5160
19	10,54	813
20	10,66	1446

Результаты оптимизации показали, что изменение указанных геометрических параметров приводит к существенному изменению как потерь в отводе, так и суммарной радиальной силы. Причем радиальная сила может меняться на несколько порядков.

Отвод исходной конфигурации имел потери напора 10,41 м и радиальную силу 1762 Н. Оптимизированные же варианты отводов имеют как меньшие потери, так и меньшую радиальную силу. Для сравнения они сведены в таблицу:

Таблица 4

Сравнение исходного отвода с оптимизированными

№ точки	Потери напора H, м	Радиальная сила на роторе P, Н
Исходный отвод	10,41	1762
13	10,24	59,5
16	9,36	1533

Такое значительное уменьшение радиальной силы, как в варианте №13, существенно улучшит эксплуатационные качества оборудования и его ресурс.

Из представленных результатов оптимизации можно сделать вывод, что на величину радиальной силы оказывает существенное влияние форма и размеры обводного канала. Большая диффузорность канала уменьшает радиальную силу на порядки.

Форма отвода, соответствующая точке №13, представлена на рисунке.

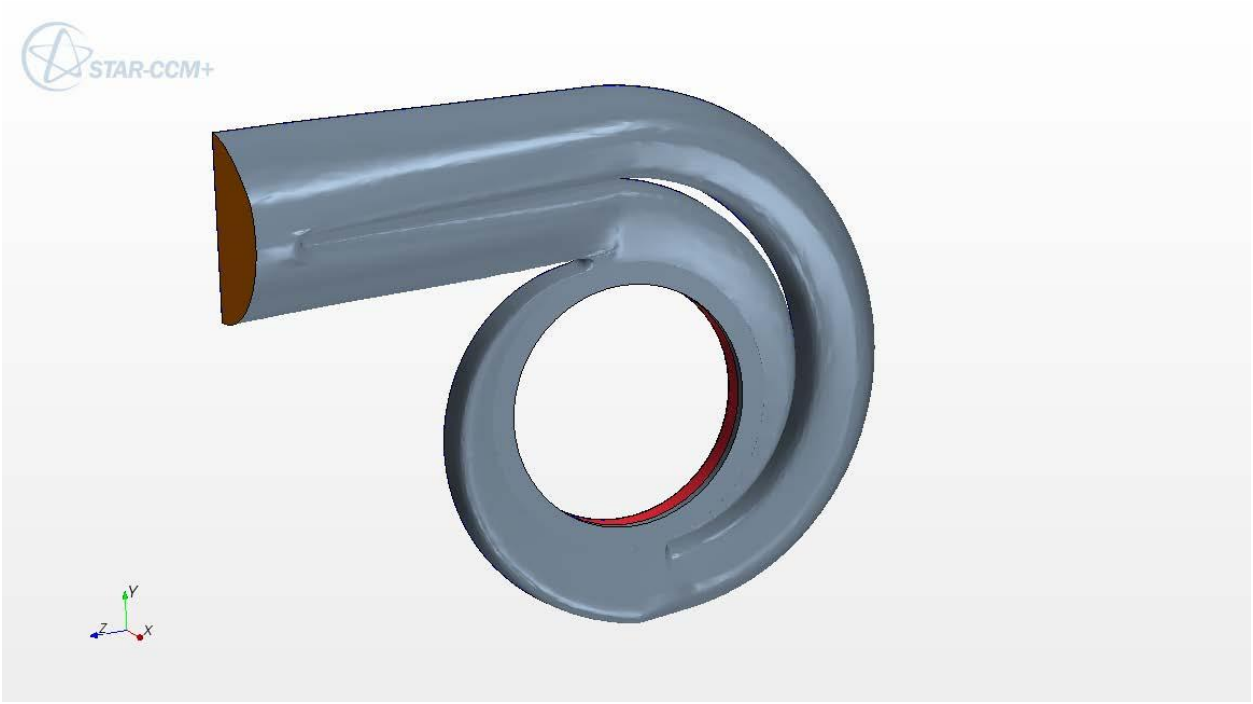


Рисунок 6 - Отвод №13

Полученные в результате оптимизации 3D-модели проточной части насосов в настоящее время используются как основа для изготовления макетов насосов из фотополимера и дальнейшей экспериментальной проверки их параметров.

Список использованной литературы

1. И. П. Кляус, Н. П. Щипулин. Радиальные силы в центробежных насосах с двухзавитковым спиральным отводом. Сборник научных трудов НПО Гидромаш. Силовые и гидравлические взаимодействия в насосах. М: 1983. с. 80-87.
2. И.М. Соболь. Численные методы Монте-Карло. Издательство «Наука». Москва, 1973. – 311 с.
3. STAR CCM+ User Guide 6.02.

электронное научно-техническое издание
НАУКА и ОБРАЗОВАНИЕ
Эл № ФС 77 - 30569. Государственная регистрация №0421100025. ISSN 1994-0408

Optimization of geometric parameters of NM oil pump volute

77-30569/347727

 # 03, March 2012

Lomakin V.O., Petrov A.I., Stepanyuk A.I.

Bauman Moscow State Technical University
lomakin@pump.ru
alex_i_petrov@mail.ru

In this paper the authors describe a technique of multi-criteria optimization of geometrical parameters of a retractor in the main NM oil pump. The optimization is based on the LP-tau search method; the test points are analyzed by the technique of numerical simulation of fluid flow inside the volute. An example of optimization of the volute of the NM3600-230 pump is presented. Minimization of head loss in the retractor and minimization of the radial load on the pump rotor were taken as optimization criteria. The variant of the flow part, which differed from the original one by smaller loss of the pressure head and significantly decreased load, was obtained as the result of optimization.

Publications with keywords: optimization, oil pump, volute
Publications with words: optimization, oil pump, volute

References

1. Kliaus I.P., Shchipulin N.P. Radial'nye sily v tsentrobezhnykh nasosakh s dvukhzavitkovym spiral'nym otvodom [Radial forces in centrifugal pumps with two-curl spiral outlet]. *Silovye i gidravlicheskie vzaimodeistviia v nasosakh* [Power and hydraulic interactions in pumps]. Moscow, SPA Gidromash Publ., 1983, pp. 80-87.

2. Sobol' I.M. *Chislennye metody Monte-Karlo* [Numerical Monte Carlo methods]. Moscow, Nauka Publ., 1973. 311 p.

3. *STAR CCM+ User Guide 6.02*. Available at: http://www.saec.ru/STAR_CCM_userguide/.