

*Г.Ю. МАРТЫНЕНКО*, канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПИ»

## **ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАДИАЛЬНЫХ ПАССИВНЫХ МАГНИТНЫХ ПОДШИПНИКОВ ДЛЯ РОТОРА ДЕТАНДЕР-КОМПРЕССОРНОГО АГРЕГАТА**

Розглянуто ротор детандер-компресорного агрегату, що входить до складу повнорозмірної стендової установки зріджування природного газу. Представлено результати розрахункових досліджень з визначення оптимальних параметрів радіальних магнітних підшипників на постійних кільцевих магнітах для цього ротору.

The expander-compressor aggregate rotor is considered. It is the part of the full-size test bench for natural gas liquefaction. Results of computational studies of optimal parameters determining for radial magnetic bearings with permanent ring magnets are presented.

Рассмотрен ротор детандер-компресорного агрегата, входящий в состав полноразмерной стендовой установки сжижения природного газа. Представлены результаты расчетных исследований по определению оптимальных параметров радиальных магнитных подшипников на постоянных кольцевых магнитах для этого ротору.

**Введение.** В настоящее время конкуренцию традиционно используемым для опирания роторов турбодетандеров подшипникам скольжения составляют магнитные подшипники (МП). Они обладают рядом преимуществ, к которым относятся отсутствие маслосистем и потерь на трение, меньший вес и занимаемая площадь, сравнительно небольшой объем обслуживания.

Первые реализации роторов турбодетандерных агрегатов на магнитных подшипниках известны с конца 80-х годов. Так, в 1989 году фирмой Mafitrench corporation (США) был изготовлен турбодетандер, использовавшийся в переработке углеводородного газа, в котором впервые были применены активные магнитные подшипники (АМП) [1]. А уже с 1996 года высокоскоростной турбодетандерный агрегат GE Rotoflow (США) с единым валом и двумя консольно-расположенными рабочими колесами, оснащенный двумя радиальными и одним осевым АМП фирмы S2M, эксплуатировался на площадке плавучей системы нефтедобычи Total N'Kossa site (Конго) [2].

Схема полного активного магнитного подвеса ротора, традиционно применяемая фирмой S2M, изображена на рис. 1.

Принцип действия АМП заключается в том, что ротор удерживается в определенной позиции в радиальном или осевом направлениях магнитными полями, создаваемыми электромагнитами [1, 3]. Эти электромагниты располагаются на статоре, а токи, подаваемые на их обмотки, изменяются в зависимости от положения ротора в пространстве согласно заданному закону управления с помощью системы автоматического регулирования.

Кроме АМП применяются также пассивные МП, то есть магнитные

подшипники на постоянных магнитах (МПММ). Наиболее часто используемые на практике схемы включают в себя два и более кольцевых постоянных магнита с осевой или радиальной намагниченностью [4]. Самоцентрирование может обеспечиваться за счет сил притяжения или отталкивания.

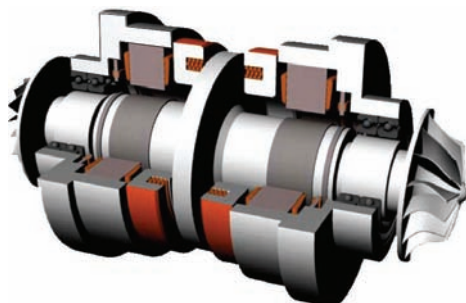


Рисунок 1 – Схема полного магнитного подвеса роторов турбодетандеров фирмы S2M [2]

Каждый из этих двух типов МП обладает своими достоинствами и недостатками. Например, для АМП необходима система управления, которая может обеспечить практически любые силовые характеристики. Она не нужна МППМ, но только в них организовать полный магнитный подвес невозможно.

**1. Объект исследований и постановка задачи.** В работе [5] предложено для полного магнитного подвеса роторов турбодетандеров использовать схему с двумя радиальными МППМ и одним осевым АМП двустороннего действия, расположенным посередине. Такой тип подвеса является наиболее перспективным в легких высокооборотных роторных машинах, в том числе в турбодетандерах. Его отличительной особенностью является высокая надежность и относительно низкая стоимость по сравнению с подвесом, в котором АМП используются для стабилизации по пяти степеням свободы.

Объектом исследований является ротор детандер-компрессорного агрегата (ДКА), входящего в состав установки сжижения природного газа, разработанной специалистами ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе» [6]. В основу этой установки положен стенд, реализующий технологический процесс реконденсации паров метана при перевозке сжиженного газа на судах-танкерах [7]. Геометрическая модель ротора ДКА представлена на рис. 2. На едином валу расположены два рабочих колеса (детандерное и компрессорное), цапфы радиальных и диск осевого подшипников. Общая масса ротора ~55 кг, требуемая жесткость радиальных опор – от 1 МН/м.

Цель исследований – во-первых, выбор конструкций радиальных магнитных подшипников на постоянных магнитах для ротора ДКА (см. рис. 2), во-вторых, нахождение параметров этих подшипников, обеспечивающих не-

обходимые для подвешивания ротора ДКА силовые и жесткостные характеристики, то есть характеристики, приемлемые с точки зрения практического использования, а также сравнительный анализ различных конструктивных вариантов МППМ по результатам расчетных исследований.

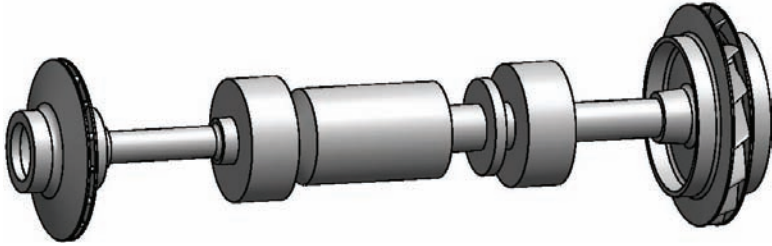


Рисунок 2 – Геометрическая модель ротора ДКА

**2. Схема радиального МППМ из двух моноколец и методика расчета магнитных сил.** Первый предлагаемый к применению конструктивный вариант радиального МППМ представлен на рис. 3. Кольца МППМ, изготовленные из сплава NdFeB, имеют осевую намагниченность и обеспечивают самоцентрирование в радиальном направлении за счет сил отталкивания.

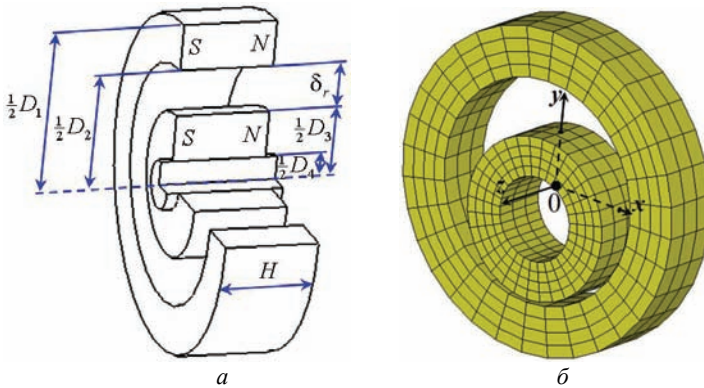


Рисунок 3 – Радиальный МП на постоянных кольцевых магнитах:  
*а* – схема подшипника, *б* – конечноэлементная модель магнитов

На рис. 3, *а* указаны параметры, описывающие геометрию подшипника. В дополнение к ним введен срединный диаметр зазора:

$$D_{23} = \frac{1}{2}(D_2 + D_3); \quad D_2 = D_{23} + \delta_r; \quad D_3 = D_{23} - \delta_r. \quad (1)$$

В работе применена экспериментально подтвержденная и изложенная в [4] методика расчета магнитных сил, возникающих в МППМ и действующих в направлении, противоположном радиальному смещению внутреннего (роторного) магнита. Расчеты зависимостей магнитных сил основаны на реше-

нии серии задач магнитостатики в конечноэлементной постановке для заданного числа положений роторного магнита, соответствующих некоторым дискретным значениям его радиального смещения. Конечноэлементная модель при смещенном роторном магните показана на рис. 3, б.

Методика расчета магнитных усилий в радиальных МППМ при смещении роторного магнита только в радиальном направлении заключается в том, что полный номинальный радиальный зазор  $2\delta_r$  равномерно разбивается на  $(2n+1)$ -ин уровень так, чтобы  $(n+1)$ -ый уровень совпадал с центральным положением подвижного кольца, когда координаты его центра масс  $x = y = z = 0$  (рис. 3, а) [4]. Далее подвижный магнит смещается по оси  $y$  (рис. 3, б) так, чтобы его центр масс совпадал с одним из уровней, и при этом взаимном положении проводится магнитостатический анализ методом конечных элементов.

В результате каждого расчета устанавливались распределение магнитной индукции, напряженности магнитного поля, и вычислялись суммарные магнитные силы в направлениях осей системы координат по тензору натяжений Максвелла. При этом расчетная погрешность не превышала 1 %.

Определено, что при всех положениях роторного магнита суммарные магнитные силы в направлениях  $x$  и  $z$  равны нулю. Графики зависимости магнитной силы от координаты  $y$  центра масс роторного магнита строились в диапазоне  $y = [-\delta_r, \delta_r]$ , а сама зависимость силы с помощью аппроксимации по расчетным значениям представлялась полиномом третьей или пятой степени.

**3. Вариантные расчеты магнитных сил в радиальных МППМ из двух моноколец с осевой намагниченностью.** Серия предварительных единичных расчетов со случайными параметрами МППМ позволила обнаружить наличие множества их различных комбинаций, обеспечивающих примерно одинаковые значения магнитной силы. Отсюда следует вывод о большом количестве экстремумов функции магнитной силы  $F_M$ , зависящей от этих параметров. Поэтому поиск набора параметров, доставляющих максимум функции  $F_M$ , далее выполнялся с использованием процедуры оптимизации.

Применялись два метода оптимального проектирования [8]. Первый из них – метод нулевого порядка, использующий линейные комбинации зависимых параметров и не использующий их производные. Он предполагает построение аппроксимирующей функции, а по ней – гиперповерхности, которая и подвергается максимизации вместо фактической целевой функции. Для уточнения результатов применялся второй метод, а именно – первого порядка, использующий градиенты зависимых переменных относительно варьируемых параметров, которые вычисляются методом наискорейшего спуска.

При поиске оптимальных проектов варьируемыми параметрами являлись срединный диаметр зазора  $D_{23}$  и ширина магнитов  $H$  (см. рис. 3, а). Исходя из технически обоснованных предположений о допустимости величины зазора в подшипниках, для всех проектов значение зазора принималось рав-

ным 1 мм. Внутренний диаметр подвижного кольцевого магнита принимался равным диаметру посадки на вал  $D_4 = 60$  мм, а для внешнего диаметра  $D_1$  неподвижного магнита было выбрано несколько дискретных значений исходя из конструктивных особенностей ДКА и экономических обоснований. На варьируемые параметры накладывались ограничения, описывающие геометрически возможные конструктивные варианты, а в качестве целевой функции было выбрано значение магнитной силы  $F_M$  при смещении внутреннего магнита на  $0,9\delta_r$ . Результаты для наиболее приемлемых проектов сведены в табл. 1.

Таблица 1 – Результаты оптимизации МППМ по магнитной силе при фиксированном зазоре

№ проекта	$D_1$ , мм	$D_{23}$ , мм	$D_4$ , мм	$H$ , мм	$\delta_r$ , мм	$F_{M(0,9\delta)}$ , Н
1	100	84,6	60	9,7	1	70,3
2	150	128,1	60	17,7	1	136,7
3	200	161,2	60	46,6	1	201,2
4	200	169,2	40	24,4	1	213,5

Анализ результатов показал, что при заданных значениях параметров не удастся получить приемлемых значений восстанавливающей силы, особенно с учетом того, что эти значения были определены при смещении, близком к полному зазору, а при вдвое меньшем смещении их величина также уменьшится примерно в два раза. Объяснением этому может служить малый зазор. Так, на рис. 4 представлены результаты расчетов магнитостатики для конструкций с одинаковыми параметрами  $D_1$ ,  $D_{23}$ ,  $D_4$  и  $H$ , но с разным значением зазора  $\delta_r$ . Видно, что при зазоре 1 мм большинство эквипотенциальных линий магнитного поля замыкается вне зазора. Это и ограничивает возможность роста подъемной силы. Ситуация меняется при увеличении зазора, что приводит и к увеличению силы.

Исходя из этих предположений в дальнейших исследованиях в качестве третьего варьируемого параметра в дополнение к  $D_{23}$  и  $H$  был выбран зазор  $\delta_r$ . Результаты для наиболее приемлемых проектов сведены в табл. 2.

Таблица 2 – Результаты оптимизации МППМ по магнитной силе при варьируемом зазоре

№ проекта	$D_1$ , мм	$D_{23}$ , мм	$D_4$ , мм	$H$ , мм	$\delta_r$ , мм	$F_{M(0,9\delta)}$ , Н
1	150	114	60	50	10,0	343,5
2	175	131,5	60	50	12,5	500,3
3	200	147,5	60	68	16,5	696,7
4	220	159,5	60	93	18,5	884,5

Такой подход позволил добиться более чем трехкратного повышения силы. Если учесть, что для радиального подвешивания ротора применяются два МППМ, то практически все представленные в табл. 2 проекта являются приемлемыми по величине подъемной силы и при смещении на  $0,9\delta_r$ , и при смещении на  $0,5\delta_r$ .

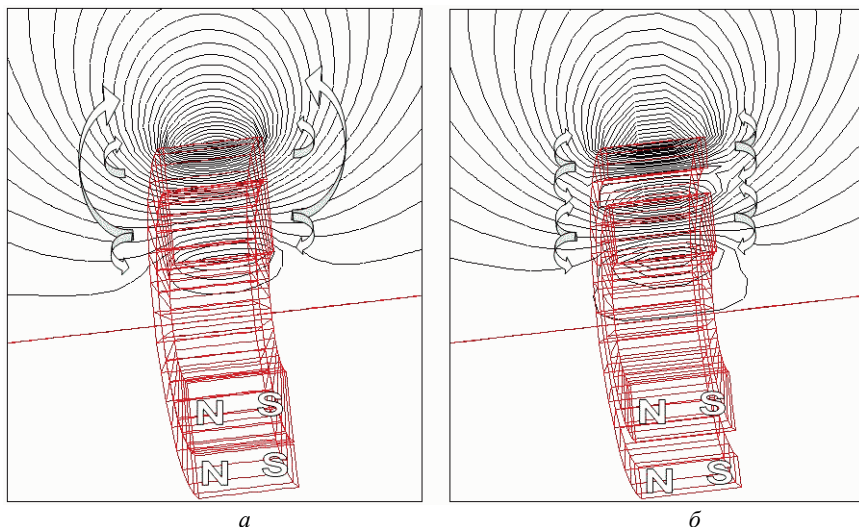


Рисунок 4 – Эквипотенциальные линии магнитного поля в радиальном МППМ при различном зазоре:  $a - \delta_r = 1$  мм,  $b - \delta_r = 12,5$  мм

На рис. 5 приведены характеристики МППМ для всех четырех проектов. Расчетные значения отмечены маркерами, а графики – номером проекта. Границы возможных смещений ротора обозначены соответствующими величинами зазоров  $\delta_{r_i}$ .

Характерно, что только применение полного полинома пятой степени позволило с достаточной точностью аппроксимировать расчетные данные.

Коэффициенты жесткости (квазиупругие коэффициенты) в нелинейных системах, каковой в данном случае является МППМ, зависят от обобщенных координат и вычислялись как производные по координате [9]:

$$K_M(y) = -\frac{\partial F_M(y)}{\partial y}. \quad (2)$$

Таким образом, на рис. 5, *a* и рис. 5, *б* представлены соответственно зависимости магнитных сил и коэффициентов жесткости от смещений роторного кольцевого магнита. Из этих рисунков видно, что для всех оптимальных конструктивных вариантов МППМ силовые характеристики более близки друг к другу, чем жесткостные. Общим является то, что характеристики являются симметричными и жесткими во всем диапазоне.

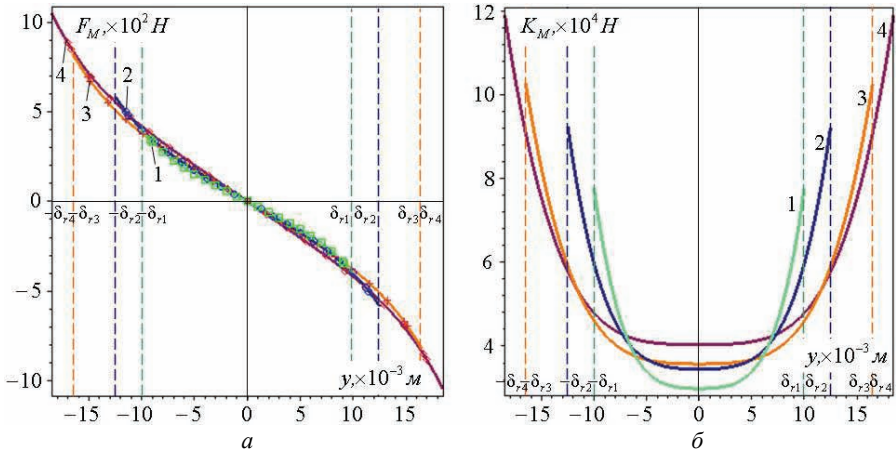


Рисунок 5 – Зависимости характеристик МППМ от радиального смещения подвижного магнита при различных параметрах:  $a$  – магнитной силы,  $b$  – квазиупругого коэффициента

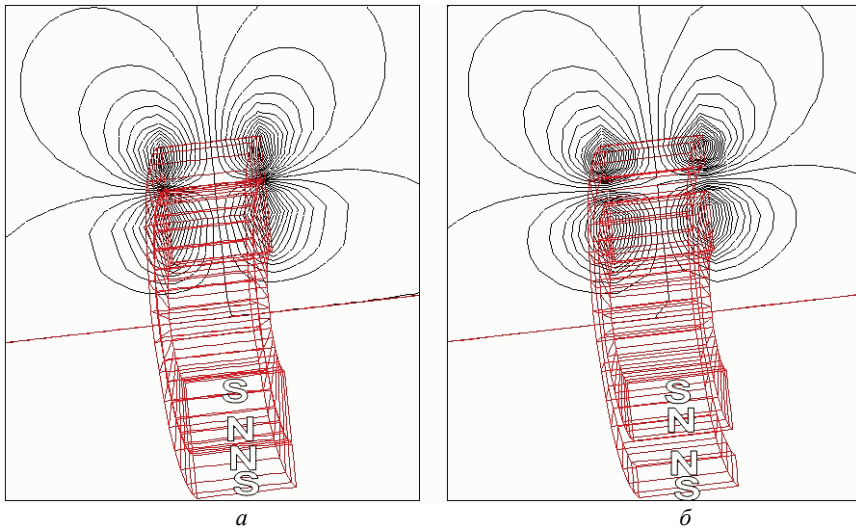


Рисунок 6 – Эквипотенциальные линии магнитного поля в радиальном МППМ с радиальной намагненностью колец:  $a - \delta_r = 1$  мм,  $b - \delta_r = 12,5$  мм

#### 4. Влияние направления намагненности колец на величину силы.

С целью обеспечения большего значения подъемной силы при приблизительно тех же материалозатратах редкоземельных металлов был проанализирован конструктивный вариант МППМ, в котором применены кольцевые магниты с радиальной намагненностью. На рис. 6 представлены результа-

ты расчетов магнитостатики для конструкций с одинаковыми параметрами  $D_1$ ,  $D_{23}$ ,  $D_4$  и  $H$ , но с разным значением зазора  $\delta_r$ .

Видно, что, как и в предыдущем случае, сравнительно большее количество эквипотенциальных линий магнитного поля замыкается в зазоре при большем значении последнего. Следовательно, как и прежде, увеличение зазора (до некоторого уровня), а не его уменьшение приводит к увеличению силы. Поэтому варьируемыми параметрами при решении задачи оптимизации также были  $\delta_r$ ,  $D_{23}$  и  $H$ . Результаты для лучших проектов сведены в табл. 3.

Таблица 3 – Результаты оптимизации по магнитной силе МППМ с радиальной намагниченностью колец

№ проекта	$D_1$ , мм	$D_{23}$ , мм	$D_4$ , мм	$H$ , мм	$\delta_r$ , мм	$F_M(0,9\delta)$ , Н
1	150	118,4	60	40,8	11,1	138,8
2	175	136,2	60	61,7	13,1	203,5
3	200	154,2	60	56,6	16,8	276,6
4	220	165,4	60	57,1	18,8	342,5

На рис. 7 представлены зависимости магнитных сил и коэффициентов жесткости от смещений роторного кольцевого магнита для оптимальных проектов МППМ с геометрическими параметрами, приведенными в табл. 3.

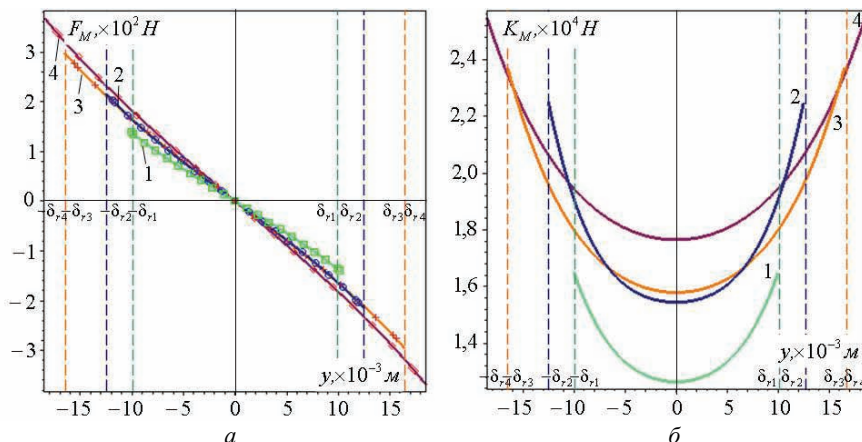


Рисунок 7 – Зависимости характеристик МППМ с радиальной намагниченностью колец от радиального смещения подвижного магнита при различных параметрах:  $a$  – магнитной силы,  $b$  – квазиупругого коэффициента

Анализ результатов показывает, что предложенный подход не позволяет добиться повышения силы, а, напротив, приводит к ее уменьшению более чем в два раза. То же самое касается и коэффициента жесткости.



**5. Магнитные силы в радиальных МППМ из двух поликолец с осевой намагниченностью.** Еще одним из возможных вариантов радиальных МППМ является конструкция, в которой используются два поликольца – статорное и роторное. Под поликольцом понимается пакет колец с одинаковым типом намагниченности (осевой или радиальной), но разным направлением. Радиальный подвес реализуется за счет сил отталкивания.

Схема и расчетная модель радиального МППМ из двух поликолец с осевой намагниченностью каждого кольца, входящего в поликольцо, приведены на рис. 8. Для того чтобы представить и проанализировать принцип работы и взаимодействия магнитных элементов в этом случае, равно как в предыдущих и последующих, можно воспользоваться эквивалентной механической моделью, применяемой при расчете сил по тензору натяжений Максвелла, которая представлена на рис. 9 [10]. Анализ магнитного взаимодействия тел производится исходя из тезиса, что линии поля стремятся сократиться в продольном направлении и расширятся в поперечном [10].

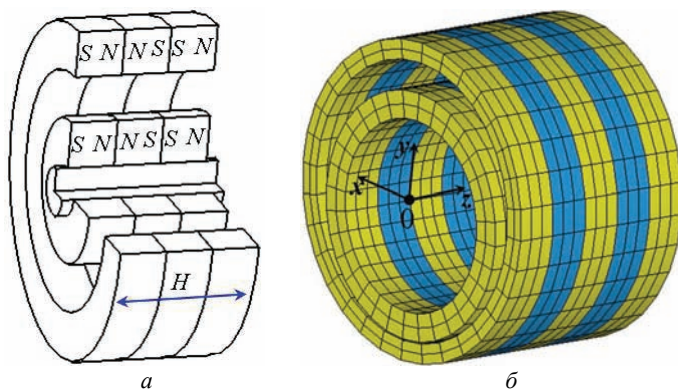


Рисунок 8 – Радиальный МП из поликолец с осевой намагниченностью колец:  
*a* – схема подшипника, *б* – конечноэлементная модель магнитов

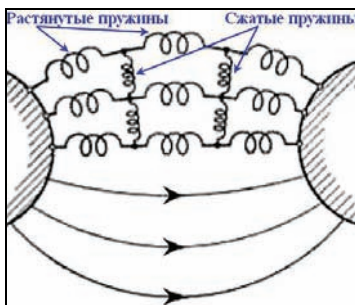


Рисунок 9 – Механическая модель упругих взаимодействий между линиями электромагнитного поля для расчета сил по тензору натяжений Максвелла

Предварительный анализ данного типа МППМ с помощью этой механической модели и пробных расчетов магнитостатики показал, что в отличие от подшипника, в котором использовались два монокольца (см. рис. 3-4), максимальное значение силы достигается при меньшем значении радиального зазора. Этот вывод подтверждают представленные на рис. 10 результаты расчетов для конструкций со всеми одинаковыми параметрами кроме зазора. Очевидно, что при меньшем зазоре в нем достигается большая концентрация силовых линий. Это и обеспечивает большее значение силы.

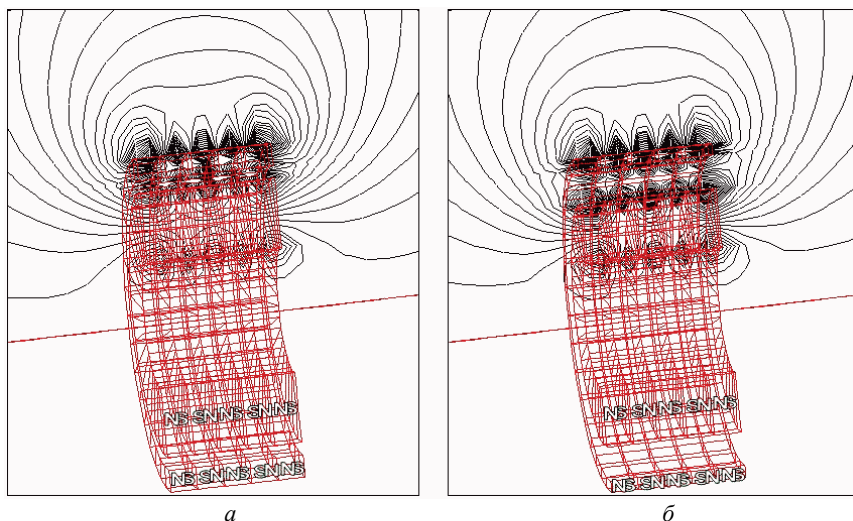


Рисунок 10 – Эквипотенциальные линии магнитного поля в радиальном МППМ из поликолец с осевой намагниченностью колец: а –  $\delta_r = 6$  мм, б –  $\delta_r = 16$  мм

Результаты для оптимальных проектов, выполненных с габаритными размерами пакетов колец, равными размерам колец (табл. 2), и с фиксированной толщиной пакета  $H$ , равной оптимальному значению в проектах с монокольцами (табл. 2), сведены в табл. 4. При оптимизации к варьируемым параметрам  $\delta_r$ ,  $D_{23}$  добавлено количество колец  $N_{mag}$  и исключена толщина  $H$ .

Таблица 4 – Результаты оптимизации по магнитной силе МППМ с осевой намагниченностью колец в пакете

№ проекта	$D_1$ , мм	$D_{23}$ , мм	$D_4$ , мм	$H$ , мм	$N_{mag}$	$\delta_r$ , мм	$F_M^{(0,98)}$ , Н
1	150	128,5	60	50	5	3,5	1319,0
2	175	149,0	60	50	4	4,0	1535,4
3	200	147,0	60	68	6	4,0	2159,2
4	220	177,5	60	93	7	4,5	3308,7

На рис. 11 представлены зависимости магнитных сил и коэффициентов жесткости от смещений пакета роторных магнитов для оптимальных проектов МППМ, параметры которых приведены в табл. 4.

Сравнение с результатами, приведенными на рис. 5 и полученными при оптимизации конструкций, состоящих из моноколец, показывает, что при тех же массогабаритных размерах кольцевых постоянных магнитов с осевой намагниченностью применение пакетирования позволяет увеличить значение восстанавливающей силы в 3-4 раза, а коэффициента жесткости вблизи положения равновесия – в 4-5 раз.

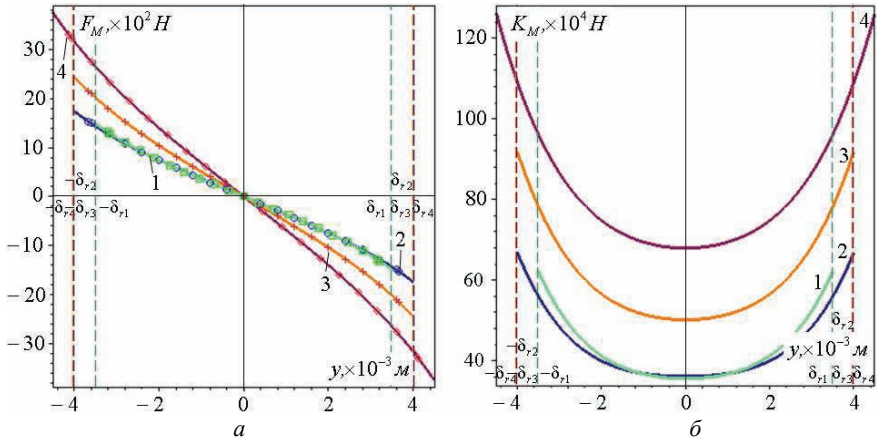


Рисунок 11 – Зависимости характеристик МП из пакетов колец с осевой намагниченностью от радиального смещения подвижных магнитов при различных параметрах: *a* – магнитной силы, *б* – квазиупругого коэффициента

**6. Оптимальный выбор параметров радиальных МППМ из поликолец с осевой намагниченностью для ротора ДКА.** Следующие оптимальные проекты выполнены для конструкции МППМ с осевой намагниченностью поликолец, но с габаритными размерами, близкими к размерам существующих подшипников ротора ДКА и их посадочных мест (рис. 2). Результаты оптимального проектирования при варьируемых  $\delta_r$ ,  $D_{23}$ ,  $N_{маг}$  сведены в табл. 5.

Таблица 5 – Результаты оптимизации МППМ с рациональными габаритными размерами поликолец

№ проекта	$D_1$ , мм	$D_{23}$ , мм	$D_4$ , мм	$H$ , мм	$N_{маг}$	$\delta_r$ , мм	$F_M(0, \delta_r)$ , Н
1	100	82,0	60	65	6	4,0	1003,7
2	120	96,5	60	65	5	5,5	1247,9
3	140	114,0	60	65	5	6,0	1537,4
4	160	133,0	60	65	5	6,0	1803,6

Зависимости магнитных сил и коэффициентов жесткости от смещений пакета роторных магнитов для оптимальных проектов МППМ, представленных в табл. 5, приведены на рис. 12. Анализ показывает, что уменьшение внешнего диаметра в  $\sim 1,5-2$  раза все равно позволяет сохранить приемлемое для подвешивания ротора ДКА значение подъемной силы, но значение коэффициента жесткости не достигает требуемой величины.

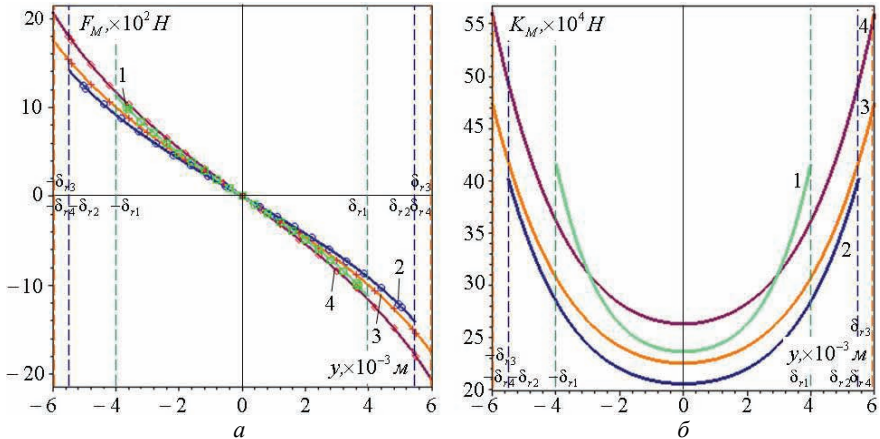


Рисунок 12 – Зависимости характеристик МП для ротора ДКА, состоящих из пакетов колец:  $a$  – магнитной силы,  $b$  – квазиупругого коэффициента

**7. Зависимость магнитных сил в радиальных МППМ из поликолец от направления намагниченности.** Другим вариантом радиального МППМ является подшипник из поликолец с радиальной намагниченностью колец, входящих в пакет. Его схема и расчетная модель показаны на рис. 13.

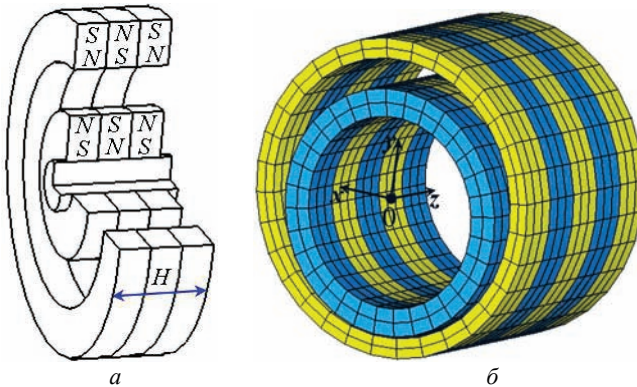


Рисунок 13 – Радиальный МП из поликолец с радиальной намагниченностью колец:  $a$  – схема подшипника,  $b$  – конечноэлементная модель магнитов

Параметры, соответствующие оптимальным проектам этого типа подшипника с габаритными размерами, близкими к размерам посадочных мест подшипников скольжения ротора ДКА, то есть такими же, как и были приняты при исследовании конструкции «поликольцо с осевой намагниченностью колец», приведены в табл. 6. При оптимизации варьируемыми параметрами, как и в предыдущем случае, являлись  $\delta_r$ ,  $D_{23}$ ,  $N_{маг}$ , а толщина определялась размерами посадочных мест элементов подшипников ( $H = 65$  мм), так как предварительными расчетами было показано, что для таких конструкций МП (см. рис. 8, 13) толщина стремится к верхней границе, а значит, ее нужно фиксировать исходя из конструктивных и экономических соображений.

Таблица 6 – Результаты оптимизации по магнитной силе МППМ с радиальной намагниченностью колец в пакете

№ проекта	$D_1$ , мм	$D_{23}$ , мм	$D_4$ , мм	$H$ , мм	$N_{маг}$	$\delta_r$ , мм	$F_M^{(0,98)}$ , Н
1	100	83,5	60	65	6	3,5	1102,4
2	120	99,0	60	65	6	4,0	1580,4
3	140	117,0	60	65	6	4,0	2041,7
4	160	138,0	60	65	7	4,0	2812,6

Картини поля, полученные при расчетах магнитостатики и представленные на рис. 14, позволяют сделать несколько выводов.

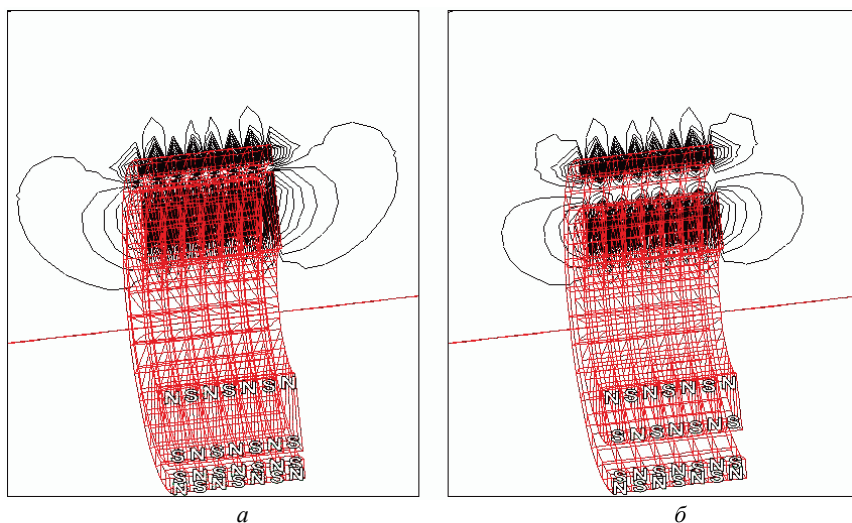


Рисунок 14 – Эквипотенциальные линии магнитного поля в радиальном МППМ из поликолец с радиальной намагниченностью колец:  $a - \delta_r = 4$  мм,  $b - \delta_r = 14$  мм

Во-первых, большее значение магнитной силы достигается при относительно меньшем зазоре, а во-вторых, при использовании колец с радиальной намагниченностью, в отличие от предыдущего случая (см. рис 10), удается добиться концентрации большинства силовых линий в зазоре, что подтверждается и сравнением увеличенного представления полей на рис. 15.

Зависимости магнитных сил и коэффициентов жесткости от смещений пакета роторных магнитов для оптимальных проектов МППМ с радиальной намагниченностью колец в пакете (см. табл. 6) приведены на рис. 16.

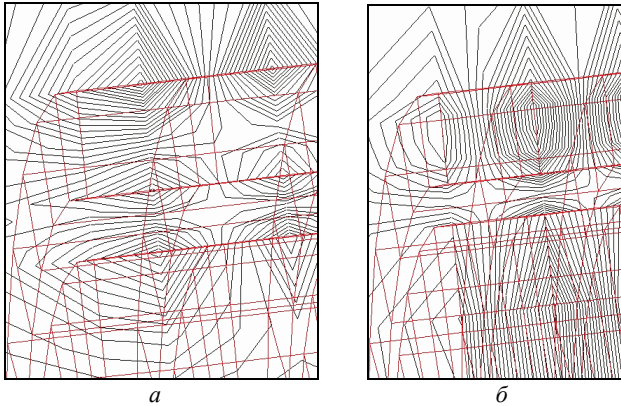


Рисунок 15 – Отличие в распределении эквипотенциальных линий магнитного поля в зазоре радиального МППМ из поликолец с разной намагниченностью колец: *a* – с осевой, *б* – с радиальной

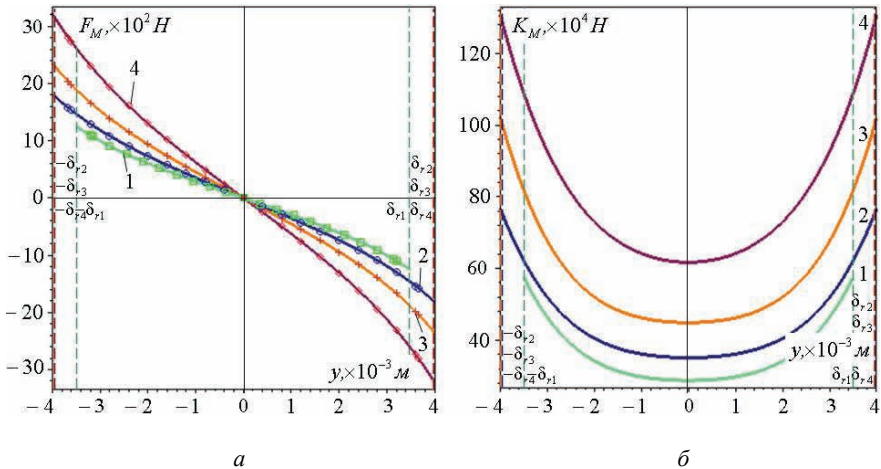


Рисунок 16 – Зависимости характеристик МП для ротора ДКА, состоящих из пакетов колец с радиальной намагниченностью: *a* – магнитной силы, *б* – квазиупругого коэффициента

Сравнительный анализ результатов (рис. 12 и 16) показывает, что при тех же массогабаритных размерах сила в 1,5-2 раза, а коэффициент жесткости вблизи положения равновесия в 4-5 раз больше, чем при использовании пакетов с осевой намагниченностью колец. Это объясняется тем, что силовые линии магнитного поля не являются противоположно направленными в местах сопряжения магнитов в пакете, а наоборот сливаются, чем усиливают интенсивность магнитного поля в зазоре (см. рис. 15).

**8. Магнитные силы в радиальном МППМ из набора колец с осевой намагниченностью.** Все рассмотренные выше МППМ обеспечивают самоцентрирование в радиальном направлении за счет сил отталкивания. На практике кроме таких вариантов применяются также радиальные МППМ, самоцентрирующиеся за счет притяжения. Конструкция такого МППМ приведена на рис. 17. Она предполагает поочередное расположение на статоре и роторе набора одинаковых колец с осевой намагниченностью в одном направлении.

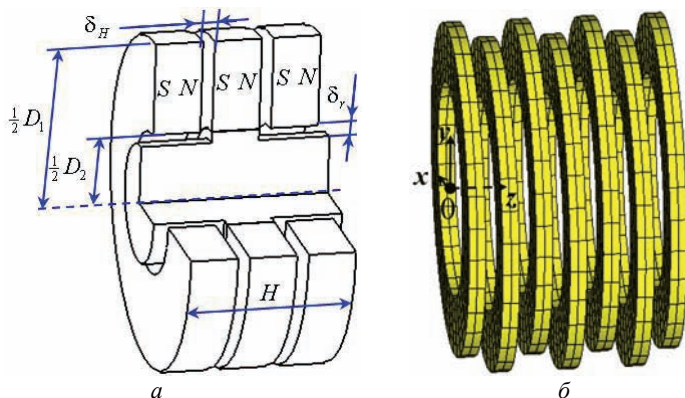


Рисунок 17 – Радиальный МП из набора колец с осевой намагниченностью:  
 а – схема подшипника, б – конечноэлементная модель магнитов

Процесс самоцентрирования такого МППМ может быть проиллюстрирован с помощью результатов расчетов магнитостатики, представленных на рис. 18 и выполненных при смещенном и центральном положениях ротора. Для пояснения процесса самоцентрирования можно воспользоваться приведенной схемой взаимодействия магнитных колец в наборе, изображенной на рис. 19 и построенной с учетом механической модели (см. рис. 9). Так, приложение в схеме к нерастяжимой нити продольной силы  $P$  (соответствует сжатию линий, растянутых в продольном направлении радиальным смещением роторных магнитов) приводит к возникновению силы  $F_M$  (аналог магнитной силы), действующей радиально на подвижные магниты, расположенные на роторе, и вызывающей центрирующее смещение.

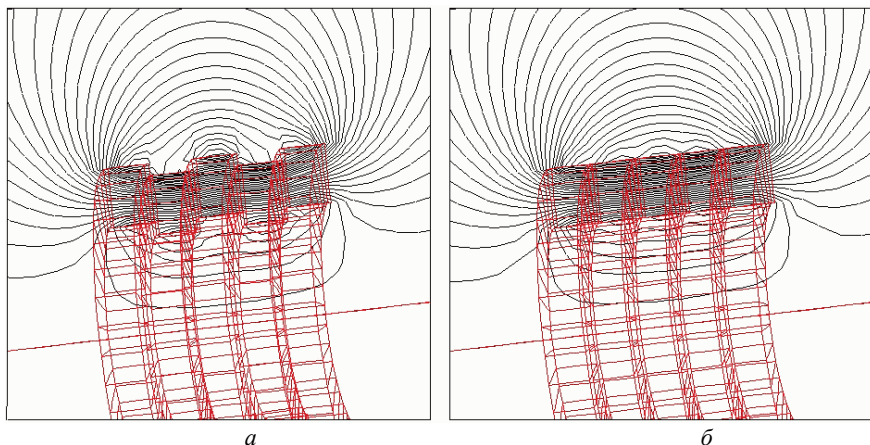


Рисунок 18 – Эквипотенциальные линии магнитного поля в радиальном МППМ из набора колец с осевой намагниченностью:  $a - y = \delta_r$ ,  $b - y = 0$

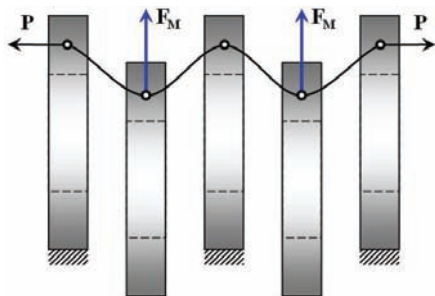


Рисунок 19 – Схема упругих взаимодействий в радиальном МППМ из набора колец с осевой намагниченностью

В отличие от предыдущих вариантов для данной схемы МППМ (см. рис. 17, *a*) первоначально были выбраны следующие варьируемые параметры:  $D_1$ ,  $D_2$ ,  $\delta_H$  и  $N_{\text{маг}}$ , где  $\delta_H$  – расстояние между соседними подвижными и неподвижными кольцами, то есть осевой зазор в радиальном подшипнике. Радиальный зазор  $\delta_r$  не является определяющим в данной конструкции, а задается как известный параметр исходя из конструктивных особенностей посадки магнитных колец или как максимально допустимое радиальное смещение.

Предварительные расчетные исследования по поиску оптимальных решений показали, что значение параметра  $D_1$  всегда стремится к верхнему пределу, равно как и толщина всего набора  $H$  и количество магнитов  $N_{\text{маг}}$ . Напротив оптимальное значение параметра  $\delta_H$  стремится к нижнему пределу. Поэтому в дальнейших исследованиях был оставлен только один варьируемый параметр  $D_2$ , а значения параметра  $D_1$  выбирались равными значени-



ям оптимальных проектов предыдущих двух конструкций (см. табл. 5, 6), то есть близкими к размерам существующих подшипников ротора ДКА и их посадочных мест. Осевой зазор был выбран исходя из заданных допустимых значений осевого смещения ротора, определяемых осевым подшипником, а также конструктивных соображений, с одной стороны, и возможности обеспечения максимума силы, с другой. Количество магнитов такой конструкции может быть только нечетным, причем статорных магнитов на один больше чем роторных. Совокупность параметров  $\delta_H$  и  $N_{mag}$  при общей ширине набора колец в подшипнике, близкой к заданным размерам посадочных мест роторных элементов предыдущих двух типов подшипников, позволила определить пять вариантов геометрии исходя из возможностей их технической реализации. Значения параметров для них сведены в табл. 7. Здесь  $\Sigma\delta_H$  и  $\Sigma H_{mag}$  – соответственно общая ширина воздуха и всех магнитов в пределах ширины подшипника.

Таблица 7 – Варианты геометрии подшипника

№ варианта	$N_{mag}$	$H$ , мм	$\delta_H$ , мм	$\Sigma\delta_H$ , мм	$H_{mag}$ , мм	$\Sigma H_{mag}$ , мм
1	3	62	1	2	20	60
2	5	64	1	4	12	60
3	7	69	1	6	9	63
4	9	71	1	8	7	63
5	9	62	1	8	6	54

При оптимизации для каждого из вариантов было выполнено по четыре проекта со значениями  $D_1$  и  $\delta_r$  такими же, как и оптимальные значения, полученные для конструкции «поликольцо с радиальной намагниченностью колец» как варианта подшипника, обеспечивающего максимальную подъемную силу (см. табл. 6). Результаты оптимизации приведены в табл. 8.

Таблица 8 – Результаты оптимизации по магнитной силе МППМ из набора колец с осевой намагниченностью

№ проекта	$D_1$ , мм	$\delta_r$ , мм	№ варианта									
			1		2		3		4		5	
			$D_2$ , мм	$F_{M(\delta)}$ , Н	$D_2$ , мм	$F_{M(\delta)}$ , Н	$D_2$ , мм	$F_{M(\delta)}$ , Н	$D_2$ , мм	$F_{M(\delta)}$ , Н	$D_2$ , мм	$F_{M(\delta)}$ , Н
1	100	3,5	76	825,2	80	1392,9	81	1945,8	83	2274,4	83	2044,2
2	120	4,0	94	1169,0	98	1953,5	101	2702,3	102	3137,8	102	2802,1
3	140	4,0	115	1456,6	120	2425,5	120	3343,4	122	3877,5	122	3455,6
4	160	4,0	134	1757,4	139	2918,8	141	4008,6	141	4639,7	142	4124,7

Зависимости магнитных сил и коэффициентов жесткости от смещений

роторных магнитов для оптимальных проектов МППМ из набора колец с осевой намагниченностью (см. табл. 8) приведены на рис. 20-24. Следует отметить, что для корректной аппроксимации силовой характеристики в данном случае потребовалось использование полинома седьмой степени, в отличие от предыдущих случаев, когда было достаточно пятой.

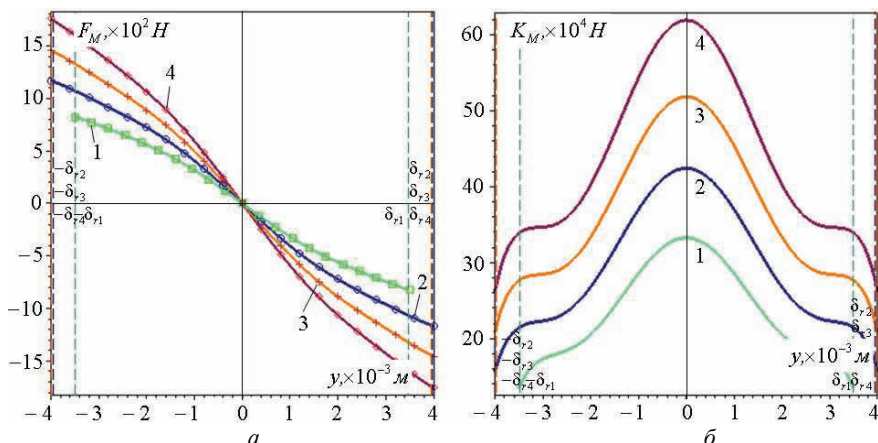


Рисунок 20 – Зависимости характеристик МП для ротора ДКА, состоящего из набора 3 колец с осевой намагниченностью (вариант 1):  
 $a$  – магнитной силы,  $b$  – квазиупругого коэффициента

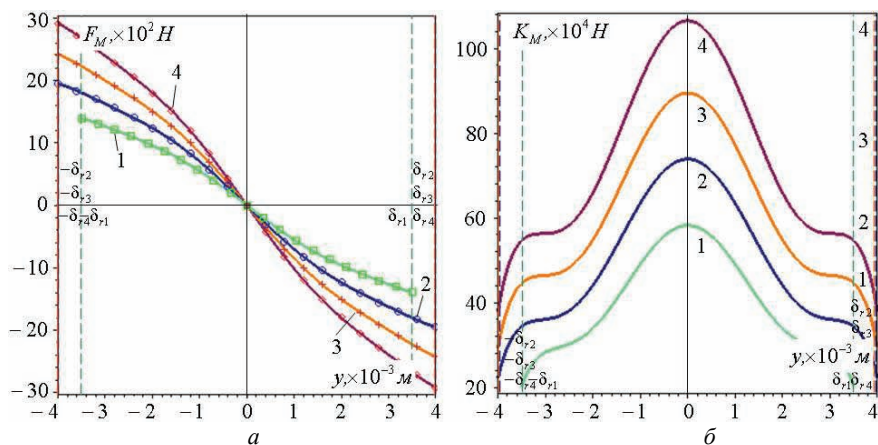


Рисунок 21 – Зависимости характеристик МП для ротора ДКА, состоящего из набора 5 колец с осевой намагниченностью (вариант 2):  
 $a$  – магнитной силы,  $b$  – квазиупругого коэффициента

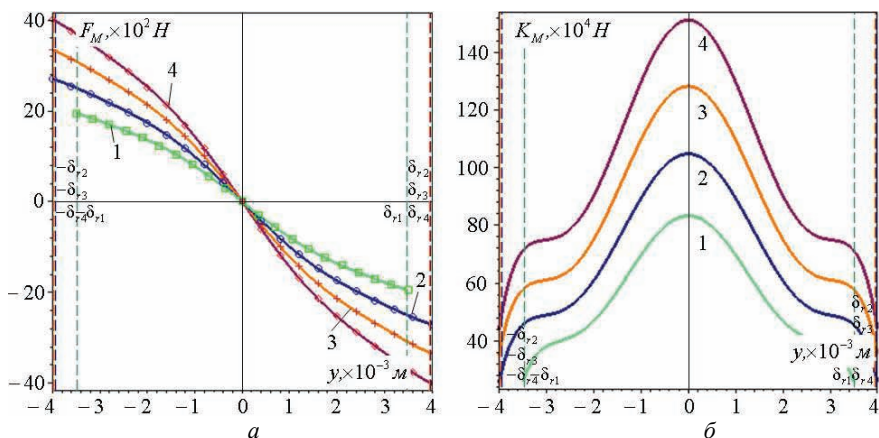


Рисунок 22 – Зависимости характеристик МП для ротора ДКА, состоящего из набора 7 колец с осевой намагниченностью (вариант 3):  
 $a$  – магнитной силы,  $b$  – квазиупругого коэффициента

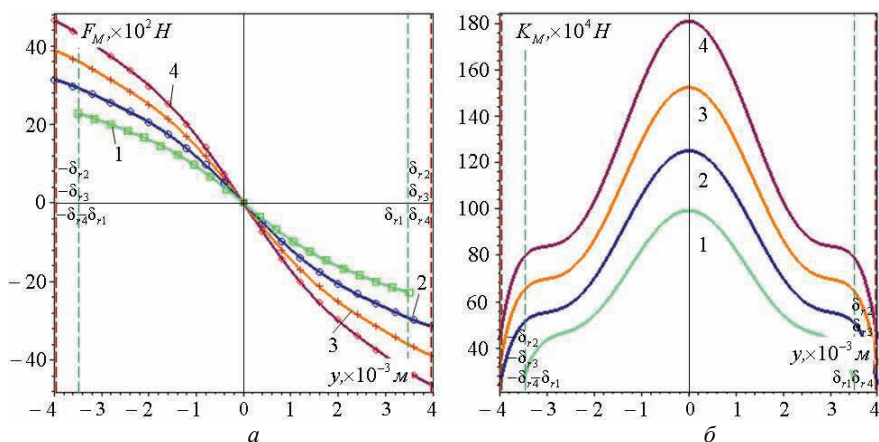


Рисунок 23 – Зависимости характеристик МП для ротора ДКА, состоящего из набора 9 колец с осевой намагниченностью (вариант 4):  
 $a$  – магнитной силы,  $b$  – квазиупругого коэффициента

Оценивая результаты, можно прийти к выводу, что при тех же массогабаритных размерах такое конструктивное исполнение позволяет увеличить подъемную силу по сравнению с лучшим из предыдущих вариантов «поликольцо с радиальной намагниченностью колец» в 1,3-2 раза, а коэффициент жесткости вблизи положения равновесия – в 1,5-3 раза, но только для всех вариантов конструкции, кроме первого, в котором используются два статорных и один роторный магнит и который является наиболее простым с точки зрения практической реализации.

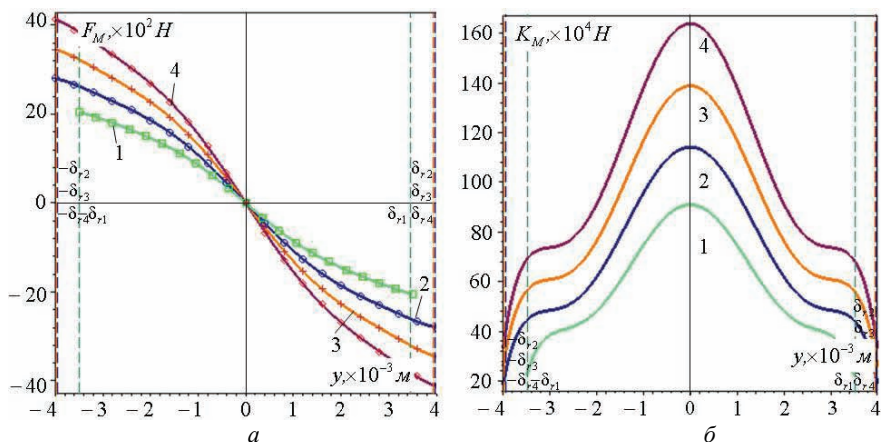


Рисунок 24 – Зависимости характеристик МП для ротора ДКА, состоящего из набора 9 колец с осевой намагнитченностью (вариант 5): а – магнитной силы, б – квазиупругого коэффициента

Кроме того, для всех оптимальных проектов при всех значениях количества магнитов силовые характеристики подобны и отличаются только значениями. Так же можно охарактеризовать и зависимости коэффициентов жесткости. Эти характеристики являются симметричными во всем диапазоне возможных смещений, как и у предыдущих четырех конструкций, но в отличие от них мягкими. При сравнении лучших, а именно последних двух конструктивных вариантов МППМ, также не следует забывать, что они, равно как и все другие радиальные МП, неустойчивы в осевом направлении. Результаты сравнительных расчетов по осевой силе приведены в табл. 9.

Таблица 9 – Сравнение МППМ по значению силы  $F_{Mz}$  при максимально возможных смещениях в осевом направлении

№ про-екта	$y$ , мм	$\delta_H$ , мм	Поликольца		Наборы колец					
			$z$ , мм	$F_{Mz}$ , Н	$z$ , мм	$F_{Mz}$ , Н				
						№ варианта геометрии				
						1	2	3	4	5
1	0	1	$-\delta_H$	-268,8	$-0,9\delta_H$	-268,0	-468,6	-619,3	-730,3	-658,6
2				-298,2		-324,1	-554,2	-723,6	-838,7	-746,6
3				-342,3		-374,0	-628,6	-815,1	-932,4	-822,0
4				-388,2		-423,3	-698,9	-896,1	-1009,2	-883,9

Здесь  $y$  и  $z$  – смещения центров масс роторных магнитов вдоль осей декартовой системы координат (см. рис. 13, б и 17, б), а  $F_{Mz}$  – значение магнитной силы в осевом направлении. Для обоих вариантов МППМ значение этой силы является отрицательным при отрицательном смещении, что свидетель-

ствуем о ее дестабилизирующем действии. Только для первого варианта конструкции «набор колец с осевой намагниченностью» значение осевого усилия при крайних отклонениях сопоставимо с теми же усилиями в предыдущей конструкции. Для остальных четырех вариантов они в 1,7-2,5 раза больше. Это свидетельствует о предпочтительности конструкции «поликольцо с радиальной намагниченностью колец», но окончательный выбор необходимо делать, учитывая, кроме последнего, и другие факторы: соотношение максимальных восстанавливающих усилий и коэффициентов жесткости в радиальном направлении, простоту технической реализации той или иной конструкции, ну и, конечно, массогабаритные размеры, определяющие стоимость подшипника.

**Заключение.** Переход от традиционных подшипников скольжения к магнитным опорам, безусловно, обладает целым рядом преимуществ, главными из которых являются отказ от маслосистем и снижение потерь на трение.

В работе предложена схема полного магнитного подвеса ротора детандер-компрессорного агрегата, которая позволяет сделать управляемой только одну степень свободы ротора из пяти. Это достигается за счет применения постоянных кольцевых магнитов с осевой намагниченностью в радиальных магнитных подшипниках. Такой подход удешевляет конструкцию и снижает эксплуатационные затраты.

Решение задачи оптимизации позволило найти геометрические параметры кольцевых магнитов, обеспечивающие требуемую величину подъемной силы, хотя при этом величина статического смещения ротора несколько превышает допустимые значения. При этом проведенные расчетные исследования позволили выявить, что уменьшением зазора в радиальных МППМ, выполненных из двух колец с осевой намагниченностью, невозможно добиться увеличения магнитных восстанавливающих усилий из-за нерационального перераспределения силовых линий магнитного поля.

Кроме того, показано, что применение в такой конструкции МППМ колец примерно тех же размеров, но с радиальной намагниченностью не дает выигрыша по несущей способности, а, наоборот, приводит к уменьшению как восстанавливающей силы, так и жесткости опирания.

Использование же вместо двух колец двух пакетов колец при тех же массогабаритных размерах меняет ситуацию, и уже более предпочтительными являются кольца с радиальной намагниченностью.

Для получения необходимых жесткостных параметров радиальных магнитных опор был также проанализирован радиальный магнитный подшипник, выполненный как набор кольцевых постоянных магнитов с осевой намагниченностью, в котором центрирование достигается за счет сил притяжения, а не отталкивания.

В итоге, проведенные исследования позволили найти оптимальные па-

раметры для последних трех конструктивных вариантов, которые обеспечивают возможность подвесить ротор турбодетандера с требуемой жесткостью, вписавшись в размеры существующих подшипников скольжения.

При выборе конструкции МППМ следует также учитывать, что использование колец с осевой намагниченностью позволяет применять обмотки подмагничивания для обеспечения возможности управления жесткостью подшипника [11]. Однако окончательный выбор конструкции МППМ для ротора ДКА должен быть сделан по результатам расчетов динамики ротора с полученными характеристиками опор.

**Список литературы:** 1. *G. Schweitzer, E.H. Maslen* Magnetic bearings. Theory, Design, and Application to Rotating Machinery. – Berlin: Springer, 2009. – 535 p. 2. Magnetic bearing for oil&gas industry. – S2M/SKF, 2010. – 14 p. 3. *Журавлев Ю.Н.* Активные магнитные подшипники: Теория, расчет, применение. – СПб.: Политехника, 2003. – 206 с. 4. *Мартыненко Г.Ю.* Определение жесткостных характеристик радиальных магнитных подшипников на двух кольцевых постоянных магнитах // Вісник НТУ «ХП». – 2007. – № 38. – С. 83-95. 5. *Ульянов Ю.М., Мартыненко Г.Ю., Смирнов М.М.* Система управління осьовим рухом ротора на комбінованому магнітному підвісі з пасивними радіальними і активним осьовим підшипниками // Зб. наук. пр. – Х.: УкрДАЗТ, 2008. – Вип. 97. – С. 107-118. 6. *Бухолдин Ю.С., Левашов В.А., Гадяка В.Г., Мартыненко Г.Ю.* Особенности проектирования ротора с опорами на постоянных магнитах для детандер-компрессорного агрегата // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – Х.: Технологический центр, 2011. 7. *Бухолдин Ю.С., Зленко А.В., Татаринев В.М., Северин А.С., Шахов С.В.* Совершенствование технологии сжижения природного газа на базе модернизированного стенда реконденсации метана // Технические газы. –Одесса: ПО «Издательский центр», 2010. – № 4. – С. 26-29. 8. *Сухарев А.Г., Тимохов А.В., Федоров В.В.* Курс методов оптимизации. – М.: Наука, 1986. – 328 с. 9. *Пановко Я.Г., Плотников А.М.* Общие сведения о нелинейных механических системах // Вибрации в технике. – М.: Машиностроение, 1979. – Т. 2. – С. 11-41. 10. *Шимони К.* Теоретическая электротехника. – М.: Мир, 1964. – 773 с. 11. *Мартыненко Г.Ю.* Магнитный подшипник на постоянных кольцевых магнитах с изменяемой жесткостью // Проблемы машиностроения. –Х.: ИПМаш НАН Украины, 2008. – Т. 11, № 2. – С. 46-55.

*Поступила в редколлегию 14.04.2011*