

# Синтез и анализ комбинированного магнитного и газодинамического подвеса для модельного ряда высокоскоростных микрогазотурбинных энергоустановок нового поколения

ГАНДЖА С.А., НЕУСТРОЕВ Н.И., ТАРАНЕНКО П.А.  
ЮУрГУ(НИУ), Челябинск, Россия

*Развитие современной энергетики идет по пути распределённой генерации, при которой многочисленные источники разной мощности соединяются в общую сеть. Это позволяет повысить надежность работы всей системы, так как вероятность отказа одновременно нескольких источников низка. Электрогенерация на основе высокоскоростных газотурбинных установок составляет значительную долю в общем балансе, поэтому научные исследования и новые инженерные решения в этой области важны и актуальны. В статье предлагается инновационная конструкция высокоскоростной газотурбинной установки на базе вентильного аксиального генератора. Электрическая машина имеет диамагнитный якорь, исключая магнитные потери, за счет чего увеличивается КПД установки и упрощается ее конструкция. Высокая частота вращения и наличие критических резонансных скоростей ротора потребовали принятия инженерных решений в отношении его опор. Предлагается комбинированный подвес на основе магнитных и газодинамических подшипников. Магнитные подшипники обеспечивают работу газотурбинной установки на низкой скорости вращения ротора при разгоне, а газодинамические – на высокой номинальной скорости. Показана конструкция генератора и компоновка комбинированного подвеса. Приведены расчеты магнитных и газодинамических подшипников для газотурбинной установки мощностью 100 кВт скоростью вращения 70000 об/мин. Результаты исследования могут быть использованы для ряда газотурбинных установок мощностью от 10 до 500 кВт. Авторы считают данную концепцию конкурентоспособной в сравнении с современными аналогами, имеющими радиальную конструкцию генератора.*

**К л ю ч е в ы е с л о в а:** *распределенная генерация, газотурбинная установка, радиальный генератор, аксиальный генератор, магнитный подшипник, газодинамический подшипник, высокопрочная сталь, предел прочности, предел текучести*

Основными системами генерации электроэнергии в ведущих экономически развитых странах являются крупноблочные электростанции. При очевидных преимуществах централизованной генерации электроэнергии (хорошие экономические показатели) данная система имеет ряд существенных недостатков:

удаленность от потребителей заставляет нести большие потери энергии в линиях электропередачи;

выход из строя крупного источника электроэнергии приводит к критической ситуации всех потребителей централизованной сети. Яркими примерами этого являются аварии на Чернобыльской АЭС, Саяно-Шушенской ГЭС, Фокусимской АЭС.

Одним из направлений повышения эффективности и надежности электроснабжения является развитие распределенной генерации. Распределенная энергетика представляет собой производство электрической и тепловой энергии множеством малых объединенных в сеть генерирующих устройств, подключенных к центральной сети энергоснабжения или работающих автономно. Распределенная энергосистема аналогична

сети Internet, где выход из строя одного или нескольких источников не приводит к существенному нарушению работоспособности всей сети.

Электростанции распределенной генерации малой и средней мощности на базе высокоскоростных газовых турбин широко применяются в России и за рубежом. Основными зарубежными производителями являются фирмы: *Bowman Power Systems*, Великобритания (25, 35, 80 и 100 кВт), *Capstone Turbine Corporation*, США (30, 65, 200, 600, 800 и 1000 кВт), *Calnetix Power Solutions*, США (100 кВт), *Honeywell Power Systems*, США (75 кВт), *Ingersoll Rand Energy Systems*, Ирландия (70 и 250 кВт), *Toyota*, Япония (30, 50, 300 и 375 кВт), *Turbec S.p.A*, США (100 кВт). Лидером в этой отрасли является компания *Capstone* США [1–8].

В России минигазотурбинные энергоагрегаты (до 100 кВт) для применения в гражданских отраслях промышленности производят компании ОАО «КАДВИ» (ГТЭС-75 и ГТЭС-200) и ОАО СКБ «Турбина».

Высокие удельные показатели газотурбинных энергоагрегатов достигаются за счет сверхскоростей вра-

щения самой газовой турбины и безредукторного генератора, соединенного непосредственно с турбиной. Все генераторы перечисленных производителей представляют собой синхронные машины с возбуждением от высококоэрцитивных постоянных магнитов. Ротор генератора имеет радиальную конструкцию: это цилиндр, на внешнюю поверхность которого с помощью бандажа прикрепляются подковообразные постоянные магниты [1–8]. В качестве материала для бандажа выбирается высокопрочное углепластиковое волокно. Конструкция высокоскоростного безредукторного радиального генератора представлена на рис. 1.

На рис. 2 представлен силовой блок газотурбинного агрегата с встроенным радиальным генератором.

Одним из основных недостатков радиального генератора являются большие потери в стали, обусловленные высокой частотой перемагничивания. При двухполюсной конструкции и частоте вращения 96000 об/мин она составляет 1,6 кГц. Из теории известно, что магнитные потери пропорциональны частоте перемагничивания в степени 1,3–1,4. В табл. 1 приводятся электрические КПД генераторов фирмы Capstone.

Низкое значение электрического КПД (27–34 %) обусловлено в основном магнитными потерями. Большие тепловые потери приходится отводить из малого объема генератора, что усложняет конструкцию. Перегрев выше допустимой нормы может привести к пробоям изоляции обмотки статора и размагничиванию постоянных магнитов.

Вторым существенным недостатком конструкции является наличие резонансных скоростей, при которых амплитуда колебания ротора может привести к выходу из строя опор и трению вращающегося ротора о статор, что является аварийным режимом. Этот эффект обусловлен следующим фактором: ротор имеет небольшой диаметр, ограниченный центробежными силами и прочностью бандажа. По этой причине увеличивать мощность генератора можно только за счет осевой длины ротора. Тонкий и длинный ротор имеет

низкую жесткость, которая определяет наличие критических скоростей при разгоне.

В системе используются газодинамические подшипники, принцип работы которых основан на всплывании вала ротора в тонком воздушном слое. Но этот эффект проявляется только при большой скорости вращения, до которой ротор необходимо разогнать. При низкой скорости происходит сухое трение металла о ме-

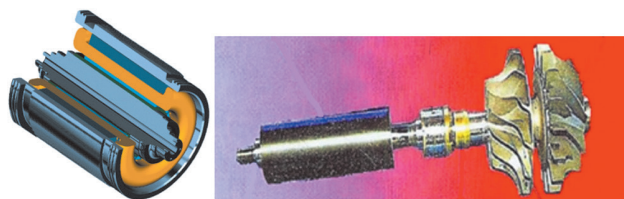


Рис. 1. Конструкция высокоскоростного безредукторного радиального генератора и его составных частей

Fig. 1. Design of a high-speed gearless radial generator and its components

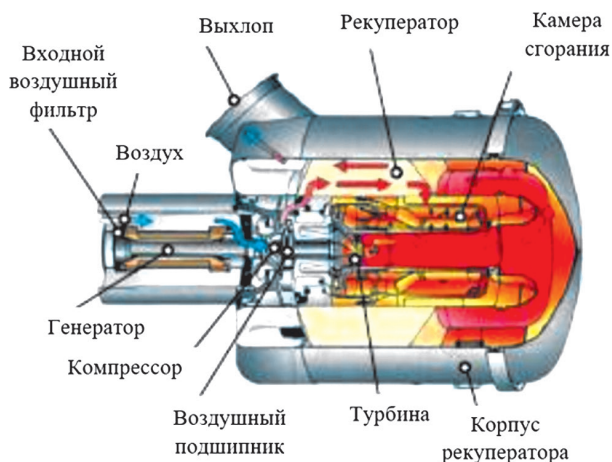


Рис. 2. Силовой блок газотурбинного агрегата с встроенным генератором радиальной конструкции

Fig. 2. Power unit of a gas turbine unit with a built-in radial generator

Таблица 1

### Основные параметры установок Capstone Capstone Basic parameters

Параметр	Тип установки		
	С 30	С 60 (С 65)	С 200
Электрическая мощность, кВт	30	60	200
КПД электрический, %	27	29	34
КПД общий, %	80	80%	85
Напряжение на выходе, В	400–480	400–480	400–480
Максимальный ток в фазе, А	46	100	310
Скорость вращения, об/мин	96000	96000	45000

Примечание. КПД электрический подразумевает отношение электрической мощности, вырабатываемой генератором, к мощности сжигания топлива. Так как в газотурбинных энергоустановках часто используется не только вырабатываемая электрическая энергия, но и тепловая энергия потерь, то общий КПД установки может быть определен как отношение суммы электрической мощности и тепловой мощности к мощности сжигания топлива.

талл, что резко снижает надежность опоры и выводит ее из строя при затяжном пуске. Упругие лепестковые опоры не решают проблему. После ускорения они продолжают изнашиваться за счет трения на высоких скоростях.

Перечисленные вредные факторы невозможно исключить из радиальной конструкции генератора. Их можно только снизить за счет конструктивных решений и подбора специальных материалов. По этой причине было принято решение отказаться от радиальной конструкции генератора и перейти к конструкции, позволяющей исключить магнитные потери и критические скорости при разгоне.

Базовой конструкцией для дальнейших исследований был выбран многосекционный вентиляльный генератор с аксиальным магнитным потоком и диамагнитным якорем [9–12]. Мощность аксиального генератора ограничивается диаметром вращающихся частей, находящихся под воздействием центробежных сил, поэтому требуемая мощность всего генератора набирается из нескольких секций (рис. 3).

Основные преимущества предлагаемой конструкции:

диамагнитный якорь не содержит ферромагнитных частей, поэтому потери от перемагничивания в нем отсутствуют. Это позволяет увеличить электрический КПД генератора и упростить конструкцию по отводу тепловых потерь;

ротор генератора набирается из цилиндрических секций, содержащих постоянные магниты. Поверхность секций можно использовать для создания газодинамических подшипников. Количество таких опор может быть равно количеству секций генератора. Это позволяет многократно увеличить жесткость конструкции и исключить резонансные частоты.

Инновационная конструкция, существенно отличающаяся от классического радиального исполнения, требует новых технических решений и для генератора и для его опор. Статья посвящена разработке комплекса опор, для которых предлагается комбинированный магнитный и газодинамический подвес.

**Принцип организации опор для аксиальной конструкции генератора.** Условия работы микрогазо-

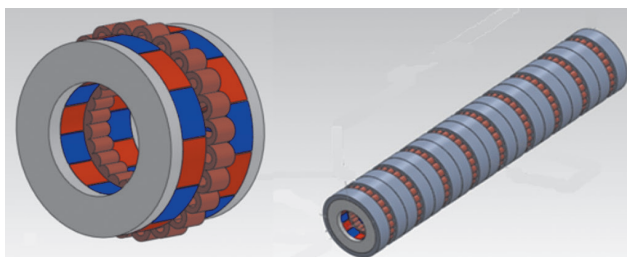


Рис. 3. Конструкция одной секции и всего генератора, собранного из секций

Fig. 3. Construction of one section and the entire generator assembled from sections

турбинной установки при высокой частоте вращения в течение длительного времени определяют необходимость использования в качестве опор вращающихся роторов бесконтактных подшипников, не требующих смазки [13–15]. Одним из вариантов бесконтактных опор являются газодинамические подшипники, нашедшие широкое применение в газотурбинной технике и скоростных пневматических турбомашинах. Основные преимущества заключаются в долговечности при работе в тяжёлых условиях без необходимости смазки, устойчивости к температурным воздействиям, отсутствию вибраций и практически неограниченной скорости вращения. Газодинамические опоры обладают хорошей жесткостью, что важно для исключения критических частот, но свои свойства они проявляют при больших скоростях, достаточных для всплытия ротора в вязком слое воздушной прослойки. При разгоне происходит сухое трение стальных поверхностей, так как жидкая смазка из конструкции исключена. Напыление специальных термостойких твердых сплавов на эти поверхности и применение лепестковых подвесов несколько ослабляют проблему, но не решают ее.

Другим вариантом бесконтактной опоры являются электромагнитные подшипники, представляющие собой управляемое электромеханическое устройство, в котором стабилизация положения ротора осуществляется силами магнитного притяжения, действующими на ротор со стороны электромагнитов, ток в которых регулируется системой автоматического управления по сигналам датчиков перемещения ротора. Электромагнитные подшипники широко используются в качестве опор вращающихся роторов, в частности в высокоскоростных шпинделях металлообрабатывающих станков, в турбокомпрессорных агрегатах и насосах. Усилие, развиваемое магнитным подшипником, не зависит от частоты вращения. Магнитный подшипник надежно работает даже при неподвижном роторе, но обладает меньшей жесткостью и требует потребления энергии в случае использования активного подшипника.

Представляется целесообразным опору сделать комбинированной, используя преимущества этих двух типов подвеса и исключив их недостатки. В момент пуска и до достижения номинальной частоты вращения используется электромагнитный подшипник. При частоте вращения от 25000 об/мин начинает работать газодинамический подшипник. После того как электрическая машина вышла на номинальную точку, электромагнитный подшипник отключается, генератор работает только на газодинамических подшипниках. Эти конструкторские решения были приняты в связи с несовершенством газодинамического подшипника. При малой частоте вращения он имеет высокий коэффициент трения, что приводит к его износу, поэтому машина имеет ограниченное число пусков и остановов. Используя в момент пуска электромагнитный подшипник, подвешиваем ротор электрической маши-



ны в неподвижном состоянии, производим пуск и тем самым избегаемся от недостатка газодинамического подшипника. Данное техническое решение является инновационным и в мировой практике для микрогазотурбинных энергоустановок пока не применяется.

**Определение диаметра вращающихся частей ротора из расчета ограничения прочности от воздействия центробежных сил.** Расчет максимально возможного диаметра ротора представляет одну из основных задач проектирования. Это связано с тем, что электромагнитная мощность вентильной машины с аксиальным магнитным потоком определяется [14]:

$$P_{\text{мод}2(180-180/m)} = \frac{\pi^2}{60} A_{\text{ср}} B_{\text{ср}} \times \times n D_{\text{ср}}^2 L_{\text{к}} K_{\text{мод}2(180-180/m)} K_{\text{эф}(180-180/m)} \quad (1)$$

где  $A_{\text{ср}}$  – линейная нагрузка на среднем диаметре активной части ротора, содержащей постоянные магниты;  $B_{\text{ср}}$  – индукция на среднем диаметре активной части ротора;  $n$  – номинальная частота вращения ротора;  $D_{\text{ср}}$  – средний диаметр активной части ротора;  $L_{\text{к}}$  – толщина кольца активной части ротора;  $K_{\text{мод}2(180-180/m)}$  – безразмерный коэффициент для конструкции с диамагнитным якорем и сегментными магнитами;  $K_{\text{мод}2(180-180/m)}$  – безразмерный коэффициент для коммутации с одной отключаемой фазой для многофазной якорной обмотки;  $m$  – число фаз для многофазной якорной обмотки.

Из (1) следует, что электромагнитная мощность пропорциональна диаметру активной части ротора в квадрате и толщине кольца, которая тоже зависит от этого диаметра. Таким образом, диаметр ротора надо выбирать максимально возможным для получения наибольшей мощности секции генератора, но он ограничен прочностью бандажного кольца, на который действуют центробежные силы.

Для определения уравнений эквивалентных напряжений в бандаже ротора рассмотрим рабочую схему нагружения бандажа (рис. 4).

На рис. 4 обозначены нагрузки, действующие на бандаж. С внутренней стороны на бандаж действует распирающее центробежное усилие от удерживаемых магнитов  $F_{\text{цб\_магнита}}$ . Также на бандаж действует собственная центробежная нагрузка  $F_{\text{цб\_бандажа}}$ .

Рассмотрим элемент бандажа бесконечно малой величины с указанием напряжений и усилий, приложенных к его граням (рис. 5).

Центробежное усилие, действующее на предложенный элемент, можно записать:

$$dF_c = dm r \omega^2 = \rho r^2 \omega^2 l d\varphi dr, \quad (2)$$

где  $dm$  – масса элемента бесконечно малой величины;  $\omega$  – угловая скорость вращения ротора;  $\rho$  – плотность материала;  $l$  – осевая длина бандажа.

Эквивалентное усилие на внутренней цилиндрической поверхности:

$$dPy = \sigma_r l d\varphi. \quad (3)$$

Эквивалентное усилие на внешней цилиндрической поверхности:

$$dPy' = (\sigma_r + d\sigma_r)(l + dl)(r + dr) d\varphi = \sigma_r l r d\varphi + d(\sigma_r l r) d\varphi. \quad (4)$$

Эквивалентные усилия на боковых поверхностях:

$$dPt = \sigma_t l dr. \quad (5)$$

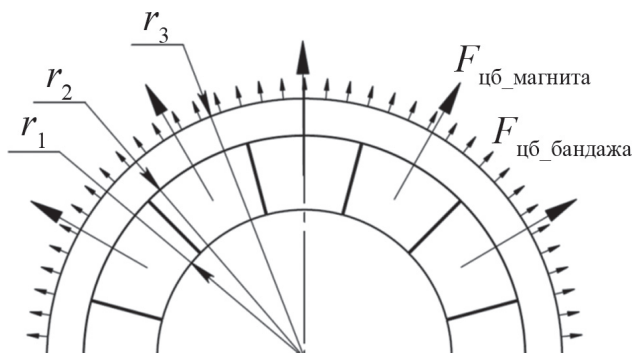


Рис. 4. Геометрия бандажа и действующие на него центробежные силы

Fig. 4. The geometry of the bandage and the centrifugal forces acting on it

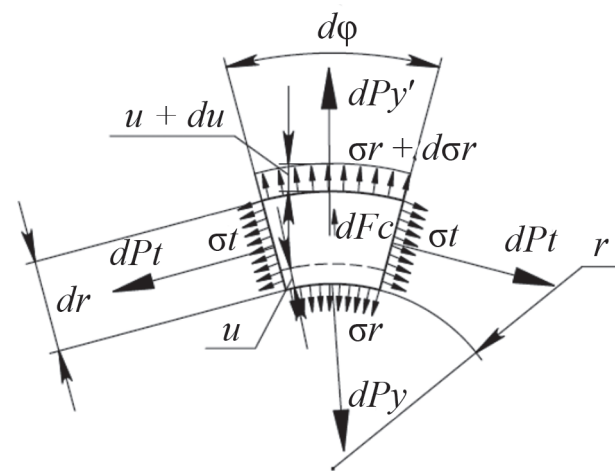


Рис. 5. Эскиз элемента бандажа с приложенными к нему нагрузками:  $\sigma_r$ ,  $(\sigma_r + d\sigma_r)$ ,  $dPy$  и  $dPy'$  – напряжения и эквивалентные усилия, действующие на элемент в радиальном направлении;  $\sigma_t$ ,  $d\sigma_t$  – напряжения и эквивалентные усилия, действующие на элемент в тангенциальном направлении;  $dF_c$  – центробежная сила, действующая на представленный элемент бесконечно малой величины;  $u$ ,  $(u + du)$  – деформации элемента от приложенных нагрузок;  $r$  – радиус расположения элемента;  $dr$ ,  $d\varphi$  – размеры элемента

Fig. 5. Sketch of the bandage element with loads applied to it:  $\sigma_r$ ,  $(\sigma_r + d\sigma_r)$ ,  $dPy$  и  $dPy'$  – stresses and equivalent forces acting on the element in the radial direction;  $\sigma_t$ ,  $d\sigma_t$  – stresses and equivalent forces acting on the element in the tangential direction;  $dF_c$  – centripetal force acting on the presented element of infinitesimal magnitude;  $u$ ,  $(u + du)$  – element deformations from applied loads;  $r$  – element location radius;  $dr$ ,  $d\varphi$  – element dimensions

Спроецировав все усилия на вертикальную ось, можно записать уравнение равновесия сил, действующих на выделенный элемент:

$$dFc + dPy' - dPy - 2dPt \sin \frac{d\varphi}{2} = 0. \quad (6)$$

Учитывая, что при малых углах  $\sin x = x$ , уравнение равновесия в напряжениях принимает вид:

$$\rho r^2 \omega^2 + \frac{d(\sigma_r l r)}{dr} - \sigma_t = 0. \quad (7)$$

Так как предложенное выражение содержит два неизвестных, следует записать дополнительные уравнения. Свяжем напряжения в рассматриваемых плоскостях через деформации по закону Гука:

$$\begin{cases} \varepsilon_r = \frac{\sigma_r - \mu \sigma_t}{E}; \\ \varepsilon_t = \frac{\sigma_t - \mu \sigma_r}{E}, \end{cases} \quad (8)$$

где  $\varepsilon_r$ ,  $\varepsilon_t$  – относительные удлинения в радиальном и тангенциальном направлении;  $\mu$  – коэффициент Пуассона;  $E$  – модуль упругости.

С другой стороны, из геометрии следует записать уравнения для относительных удлинений через деформации, обозначенные на эскизе (рис. 5):

$$\begin{cases} \varepsilon_r = \frac{du}{dr}; \\ \varepsilon_t = \frac{u}{r}. \end{cases} \quad (9)$$

Продифференцировав второе уравнение по радиусу, уравнение тангенциальных удлинений:

$$\frac{du}{dr} = r \frac{d\varepsilon_t}{dr} + \varepsilon_t. \quad (10)$$

Таким образом, можно записать выражение, связывающее относительные удлинения по принятым направлениям:

$$\varepsilon_t - \varepsilon_r + r \frac{d\varepsilon_t}{dr} = 0. \quad (11)$$

Используя выражение взаимосвязи относительных удлинений и напряжений, а также выражение взаимосвязи относительных удлинений по двум направлениям по отношению друг к другу, дополнительное уравнение, связывающее напряжения по направлениям, запишется в виде:

$$\frac{d}{dr} \left[ \frac{r}{E} (\sigma_t - \mu \sigma_r) \right] = \frac{1}{E} (\sigma_r - \mu \sigma_t). \quad (12)$$

Решение предложенной системы дифференциальных уравнений даст выражения для напряжений в радиальном и тангенциальном направлениях:

$$\begin{cases} \sigma_r = A - \frac{B}{r^2} - \frac{(3+\mu)\rho r^2 \omega^2}{8}; \\ \sigma_t = A + \frac{B}{r^2} - \frac{(1+3\mu)\rho r^2 \omega^2}{8}, \end{cases} \quad (13)$$

где  $A$  и  $B$  – коэффициенты, определяемые исходя из граничных условий.

Для рассматриваемого случая радиальные напряжения на внутреннем диаметре равны напряжению давления со стороны магнитов, а радиальные напряжения на внешнем диаметре равны нулю. Напряжения на внутреннем диаметре бандажа, создаваемые силами инерции магнитов, определяются выражением:

$$\sigma_{ra} = \frac{\rho \omega^2 (r_2^2 - r_1^2)}{2}, \quad (14)$$

где  $r_2$  – наружный диаметр магнита;  $r_1$  – внутренний диаметр магнита.

Исходя из граничных условий коэффициенты  $A$  и  $B$  могут быть определены выражениями:

$$\begin{cases} A = \frac{8r_2^2 \sigma_{ra} - 3\rho \omega^2 r_2^4 + 3\rho \omega^2 r_3^4 - \mu \rho \omega^2 r_2^4 + \mu \rho \omega^2 r_3^4}{8r_2^2 - 8r_3^2}; \\ B = \frac{8r_2^2 r_3^2 \sigma_{ra} + 3\rho \omega^2 r_2^2 r_3^4 - 3\rho \omega^2 r_2^4 r_3^2 + \mu \rho \omega^2 r_2^2 r_3^4 - \mu \rho \omega^2 r_2^4 r_3^2}{8r_2^2 - 8r_3^2}. \end{cases} \quad (15)$$

Полученные выражения коэффициентов позволяют получить уравнения радиальных и тангенциальных напряжений. На основании предварительного электромагнитного расчета аксиального генератора определены численные значения размеров секции ротора генератора:

$$r_1 = 17,5 \text{ мм}; \quad r_2 = 30 \text{ мм}; \quad r_3 = 35 \text{ мм}. \quad (16)$$

Исходя из численного решения полученных уравнений можно определить распределение радиальных и тангенциальных напряжений по радиусу бандажа при частоте вращения вала генератора 70 тыс. об/мин (рис. 6).

Из графика (рис. 6) видно, что на внутреннем диаметре бандажа происходит смятие из-за радиально направленного усилия со стороны магнитов. На наружном диаметре радиальные напряжения обращаются в ноль. Наибольшим из двух напряжений является тангенциальное. Для подбора материала соответствующей прочности следует оперировать эквивалентными напряжениями, для расчета которых можно воспользоваться уравнением Мизеса:

$$\sigma_{\text{экр}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}, \quad (17)$$

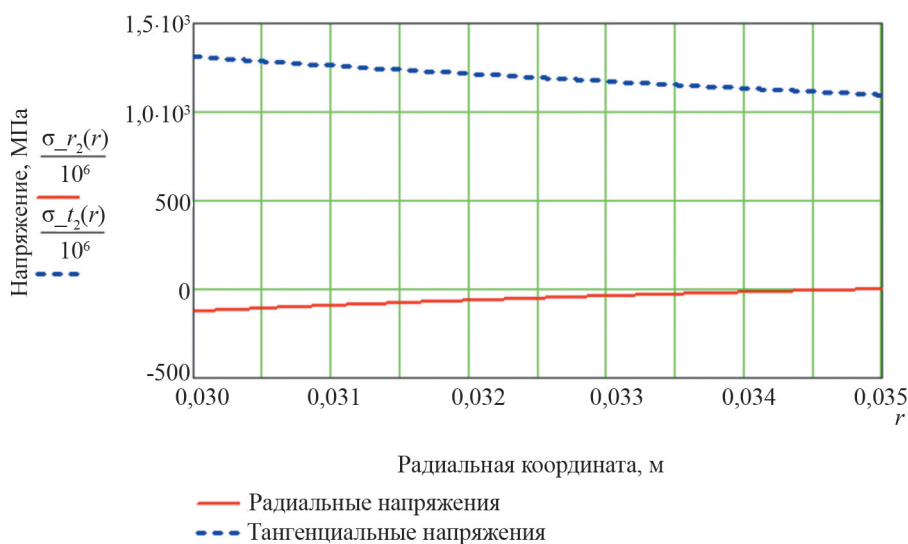


Рис. 6. Распределение напряжений по радиусу бандажа

Fig. 6. Distribution of stresses along the radius of the bandage

где  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  – главные напряжения, определяемые в порядке убывания с учетом знака.

Таким образом для рассматриваемого случая

$$\sigma_1 = \sigma_r; \quad \sigma_2 = 0; \quad \sigma_3 = \sigma_r. \quad (18)$$

Максимальное эквивалентное напряжение будет наблюдаться на внутреннем диаметре бандажа и составит в данном случае 1379 МПа.

Расчет также проверен с помощью программы *Ansys Structural* (рис. 7).

Для материала бандажа рекомендуется высокопрочная мартенситная сталь марки 03Н12К15М10 (сплав содержит компоненты Ni – 12 %, Co – 15 %, Mo – 10 %), которая имеет предел прочности 2500 МПа при пределе текучести 2400 МПа [15]. Применение этой стали позволяет обеспечить прочность конструкции с учетом динамических нагрузок с двукратным запасом.

**Расчет магнитного подшипника.** Предварительный анализ показывает, что магнитный подшипник

должен подвесить массу не менее 30 кг. С учетом динамических нагрузок он должен быть рассчитан на усилие около 100 кг.

Так как усилие, развиваемое электромагнитом, пропорционально площади взаимодействующих поверхностей, то для развитой цилиндрической поверхности следует выбрать как можно больший диаметр вращающегося кольца. Необходимо выполнить механический расчет внутреннего кольца предлагаемого магнитного подшипника.

Для обеспечения достаточного коэффициента запаса с учетом предела текучести электротехнической стали на уровне 300 МПа наружный диаметр внутреннего кольца активного подвеса выбран 40 мм. Механический расчет проверен в программе *Ansys Structural* (рис. 8).

Трехмерная модель и эскиз магнитного подшипника представлены на рис. 9.

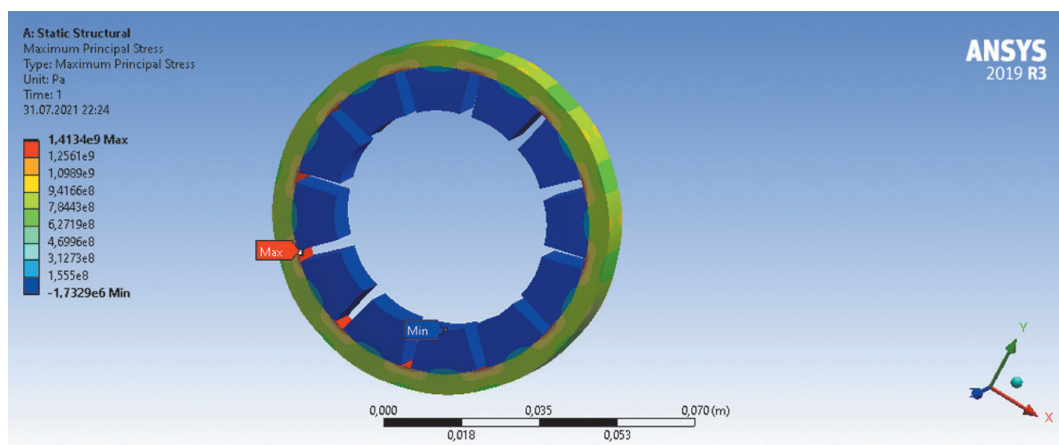


Рис. 7. Результаты механического расчета в программном комплексе Ansys

Fig. 7. Results of mechanical calculation in the Ansys software package

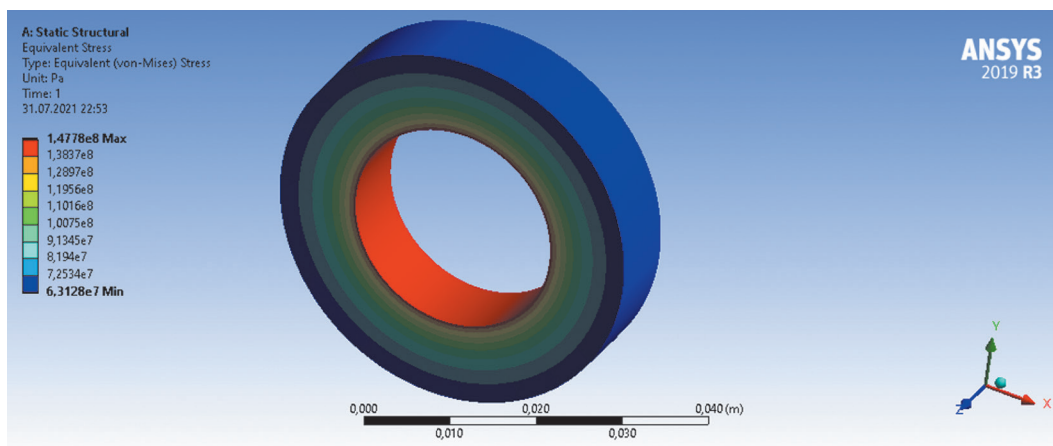


Рис. 8. Результат механического расчета внутренней обоймы электромагнитного подвеса

Fig. 8. The result of the mechanical calculation of the electromagnetic suspension internal cage

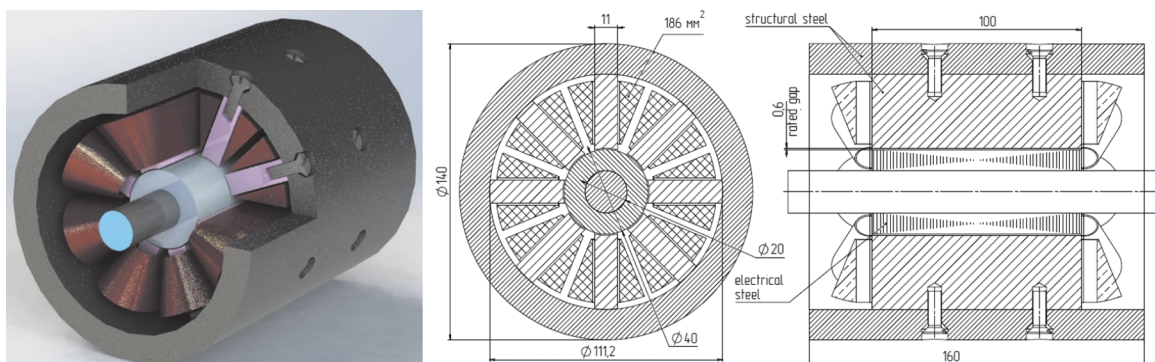


Рис. 9. Трехмерная модель предлагаемого активного магнитного подвеса и его эскиз

Fig. 9. Three-dimensional model of the proposed active magnetic suspension and its sketch

Так как аналитические методы расчета электромагнитных сил для сложных магнитных систем дают большую погрешность, для анализа магнитного подшипника был применен метод конечных элементов с использованием программы *Ansys Electronic Desktop*. Результат электромагнитного расчета приведен на рис. 10. Наиболее сложными режимами для активного магнитного подвеса являются два ключевых режима работы: 1) режим включения, когда электромагнит должен преодолеть удвоенный номинальный зазор между внутренним кольцом и статором; 2) номинальный режим при соосном положении внутреннего кольца со статором и номинальном токе. При расчете следует убедиться, что при пуске усилие, развиваемое электромагнитом, будет достаточным, чтобы поднять вращающиеся элементы конструкции до соосного положения. Во втором режиме работы необходимо убедиться в сохранении быстродействия электромагнитного подвеса для обеспечения отработки колебаний, возникающих в системе. Увеличение рабочего зазора позволяет обеспечить минимальную индуктивность обмоток и тем самым повысить быстродействие подвеса. С другой стороны, увеличение рабочего зазора может привести к невозможности

обеспечения подвешивания вращающихся частей генератора при запуске подвеса с удвоенным зазором (когда ротор подвеса лежит на внутреннем диаметре статора).

Расчет магнитного подшипника показывает, что удерживающее усилие одной магнитной опоры может достигать 500–1300 Н, что вполне достаточно для удержания ротора массой 30 кг.

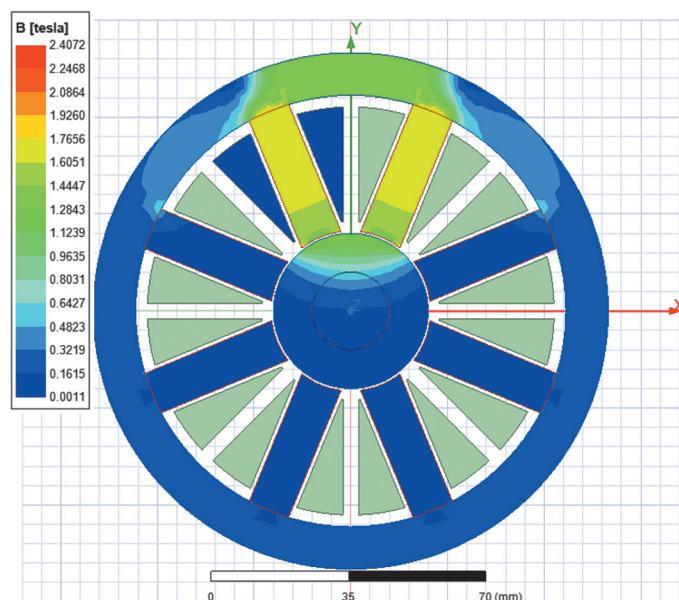
**Расчет аэродинамического подшипника.** Применение газодинамических подшипников для микрогазотурбинных установок является известным техническим решением [16–19]. Это обусловлено следующими преимуществами этих опор:

низкая вязкость газа обеспечивает сравнительно малые потери на трение, увеличение срока службы и повышение энергоэффективности;

температурная стабильность свойств газа обеспечивает работоспособность подшипника при высокой температуре.

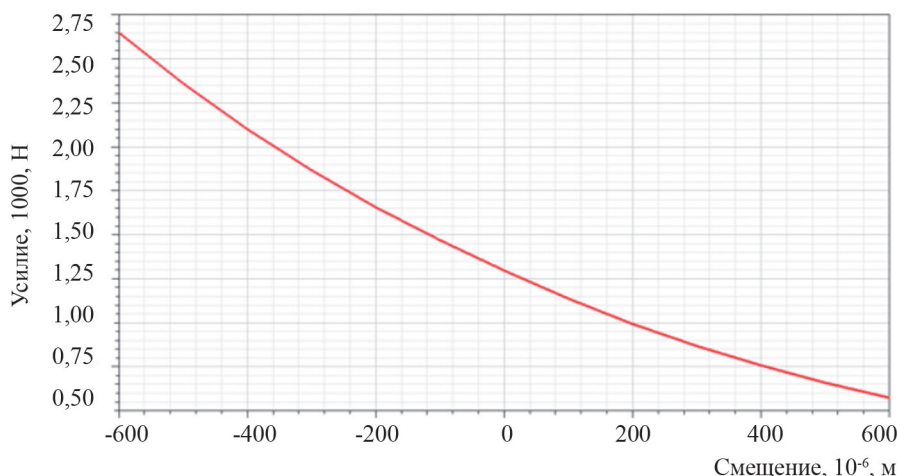
Газодинамические подшипники по принципу работы можно разделить на газостатические с внешним наддувом, газодинамические без внешнего наддува и гибридные. Для рассматриваемой установки выберем газодинамические подшипники без внешнего наддува.





**Рис. 10.** Результаты расчета магнитного поля активного магнитного подвеса при соосном расположении внутреннего кольца и статора при номинальном токе в обмотках 40 А

**Fig. 10.** Results of calculating the magnetic field of an active magnetic suspension with a coaxial arrangement of the inner ring and the stator, at a nominal current in the windings of 40 A



**Рис. 11.** Зависимость несущей способности магнитного подшипника от смещения при токе 40 А

**Fig. 11.** The dependence of the bearing capacity of a magnetic bearing on the displacement at a current of 40 A

Следует отметить, что методика расчета газодинамических усилий в подшипнике сложна и описывается системой уравнений Навье–Стокса [15]:

$$\begin{cases} \rho \left[ \frac{\partial u}{\partial t} + (u g_{rad}) u \right] = -g_{rad} p + \mu \left( \Delta u + \frac{1}{3} g_{rad} \operatorname{div}(u) \right); \\ \frac{\partial p}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho u) = 0; \\ \frac{\rho}{t} = RT, \end{cases} \quad (19)$$

где  $t$  – время;  $u$  – вектор скорости газа;  $p$ ,  $\rho$ ,  $T$ ,  $\mu$  – давление, плотность, абсолютная температура и вязкость газа;  $R$  – универсальная газовая постоянная.

Для точного решения уравнений (19) с учетом геометрии и малых рабочих зазоров необходимо сложное программное обеспечение, реализующее метод конечных элементов, и большие вычислительные ресурсы компьютерной техники. На данном этапе для определения габаритных размеров и оценки усилий опор воспользуемся инженерной методикой, подтвердившей свою работоспособность на практике [16]. Она разработана при следующих допущениях:

- динамическая вязкость не зависит от давления;
- течение в газовом слое ламинарное;
- течение изотермическое;
- инерционные и гравитационные силы пренебрежимо малы по сравнению с силами вязкости.



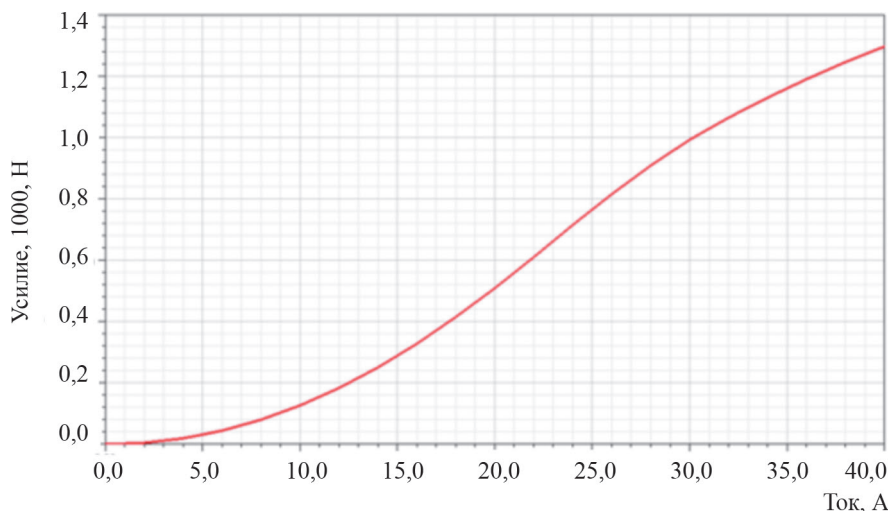


Рис. 12. Зависимость несущей способности магнитного подшипника от тока при нулевом смещении  
 Fig. 12. The dependence of the bearing capacity of a magnetic bearing on the current at zero displacement

Результатами расчета после выбора конструктивных параметров подшипника (длины, диаметра) является определение зависимости его несущей способности и жесткости от режимов работы.

Эпюры полного давления в газодинамическом слое  $p_{r\Sigma}$ , Па, несущая способность  $W_{r\Sigma}$ , Н, и жесткость  $\sigma_{rf}$ , Н/м, определяются как функции безразмерных параметров  $\chi, \sigma, \varepsilon$ :

$$p_{r\Sigma}(\chi, \sigma, \varepsilon) = p_{r\Sigma 1}(\chi, \sigma, \varepsilon) + p_{r\Sigma 2}(\chi, \sigma, \varepsilon); \quad (20)$$

$$W_{r\Sigma}(\chi, \sigma, \varepsilon) = \sqrt{W^2 + W_{\Pi}^2}; \quad (21)$$

$$\sigma_{rf} = \frac{W_{rf}}{h}. \quad (22)$$

Используемые безразмерные параметры равны:

$$\chi = \frac{6\mu\omega r^2}{\rho_0 h^2}; \quad \sigma = \frac{2r}{L}; \quad \varepsilon = \frac{L}{h}, \quad (23)$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость;  $\omega$  – угловая частота вращения;  $r$  – радиус вала;  $\rho_0$  – статическое давление;  $h$  – зазор;  $L$  – длина подшипника.

Методика расчета была апробирована на примере турбохолодильника [16].

Расчитанный по методике подшипник для турбохолодильника имеет параметры и размеры: диаметр ротора 74 мм; длина цапфы 70 мм; рабочая частота вращения 52000 об/мин; статическая несущая способность 127 Н.

Применительно к предлагаемым газодинамическим опорам, имеющим диаметр ротора 70 мм, длину одной опоры 20 мм, рабочую частоту вращения 70 тыс. об/мин и 9 опорных поверхностей, несущая способность составит 432 Н, что обеспечит всплытие ротора с запасом по радиальному усилию. Критические частоты составят при этом более 500000 об/мин, что следует считать вполне приемлемым.

Обсуждение полученных результатов. Исходя из приведенных расчетов [20–24] конструкция генератора с опорами будет иметь вид (рис. 13).

Предварительные расчеты для выбранной геометрии подтверждают работоспособность генератора и выполнение им основных требований: номинальной электрической мощности 100 кВт при номинальной частоте вращения 70 тыс. об/мин и номинальном выпрямленном напряжении 600 В. Расчетный КПД генератора составил 96,3 % при отсутствии магнитных потерь и электрических потерях в якорной обмотке 3,7 кВт.

Основные преимущества аксиальной машины по сравнению с радиальной:

Основные преимущества аксиальной машины по сравнению с радиальной:

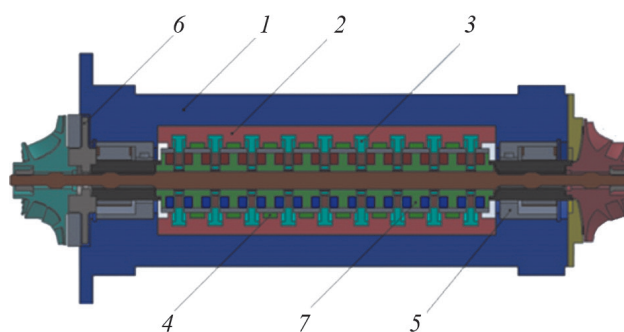


Рис. 13. Поперечный разрез аксиального генератора с указанием расположения основных конструктивных элементов: 1 – станина; 2 – кассета статора; 3 – обмотка якоря; 4 – радиальный газодинамический подшипник; 5 – радиальный активный магнитный подшипник; 6 – осевой газодинамический подшипник; 7 – индуктор

Fig. 13. Transverse section of the axial generator with an indication of the location of the main structural elements: 1 – bed; 2 – stator cassette; 3 – armature winding; 4 – radial gas-dynamic bearing; 5 – radial active magnetic bearing; 6 – axial gas-dynamic bearing; 7 – inductor

отсутствие потерь в стали, высокий КПД, малые потери на нагрев;

- улучшение компоновки узлов турбины;
- упрощение конструкции электромашины;
- секционирование позволяет разделить фазы в обмотке;
- возможность выполнить обмотки многофазными;
- упрощение испытаний за счет тестирования одной секции;
- унификация по линейке мощностей.

К недостаткам аксиальной машины следует отнести наличие большого немагнитного зазора, который требует применения мощных постоянных магнитов

Количественный сравнительный анализ генераторов одной и той же мощности 100 кВт и частоты вращения 70 тыс. об/мин представлен в табл. 2.

Сравнительный анализ (табл. 2) позволяет сделать вывод, что по совокупности положительных свойств аксиальная конструкция имеет преимущество и ее следует рекомендовать к серийному производству.

**Выводы.** Источники распределенной электрогенерации на базе высокоскоростных газотурбинных двигателей малой и средней мощности являются динамично развивающимся сектором отечественного и мирового рынка. При этом серийно выпускаемые агре-

гаты, использующие радиальную конструкцию генератора, подошли к пределу в своем развитии: удельные энергетические показатели практически не улучшаются; КПД не удается увеличить из-за высоких магнитных потерь; конструкция требует дорогих материалов и сложной технологии изготовления. Разрешить эти технические противоречия в данной конструкции практически невозможно. Необходима принципиально новая конструктивная концепция этого агрегата.

Микрогазотурбинная установка на базе вентильного аксиального генератора с комбинированными магнитными и газодинамическими опорами является таким альтернативным вариантом. Она конструктивно проста, технологична и имеет лучшие удельные энергетические показатели. Сложность реализации этой инновационной технологии обусловлена недостаточной научной проработкой основных компонентов, но не технологией изготовления и применением дорогостоящих материалов. Необходимо проработать вопросы оптимизации геометрии, определения оптимальных режимов совместной работы магнитного и газодинамического подшипника, электронной системы управления всем комплексом, диагностики аварийных режимов. При решении комплекса этих задач данное

Таблица 2

### Сравнительный анализ вариантов конструкций Comparative analysis of design options

Сравниваемые параметры	Радиальная машина	Аксиальная машина
Технические характеристики		
Номинальная мощность, кВт	100	100
Номинальное выпрямленное напряжение, В	600	600
Потери в меди, кВт	2,5	3,5
Потери в стали, кВт	45	нет
КПД, отн.ед.	0,649	0,963
Длина по лобовым частям, мм	300	360
Диаметр расточки якоря, мм	60	70
Масса ротора, кг	11,5	10
Масса магнитов, кг	0,95	2,6
Масса меди, кг	3	0,92
Масса всех активных частей	30	12
Дефицитные материалы		
Обмоточная медь	есть	есть
Постоянные магниты (NeFeBr)	есть	есть
Конструкционная сталь	есть	есть
Эпоксидные смолы для пропитки	есть	есть
Электротехническая сталь (аморфное железо)	есть	нет
Технология изготовления		
Штампы	есть	нет
Механообработка	есть	есть
Бандаж	углепластик	любой
Балансировка	позтапная, в сборе невозможна	возможна в сборе
Надежность	более низкая по сравнению с тангенциальным	высокая за счет секционирования
Технические риски		
Апробация	конструкция известна	конструкция требует детальной проработки с прототипированием

изделие станет конкурентом современным аналогам. Проведенные исследования на базе газотурбинной установки 100 кВт, 70 тыс. об/мин показывают перспективу развития в этом направлении.

*Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 20-38-90175.*

*Авторы выражают благодарность руководству Южно-Уральского государственного университета за создание всех условий при реализации проекта, в частности за предоставление возможности работать с лицензионным программным обеспечением на суперкомпьютере университета.*

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Goldstein L., et al. Gas-fired distributed energy resource technology characterizations. National Renewable Energy Laboratory, NREL/TP-620-34783, 2003, 226 p.
2. Lasseter R. Dynamic models for micro-turbines and fuel cells. – IEEE PES Summer Meeting, Vancouver, BC, Canada, 2001, vol. 2, 2001, pp. 761–766.
3. Puttgen H.B., Macgregor P.R., Lambert F.C. Distributed generation: Semantic hype or the dawn of a new era. – IEEE Power and Energy Magazine, 2003, vol. 1, No. 1, pp. 22–29.
4. Malmquist A. Analysis of a gas turbine driven hybrid drive system for heavy vehicles. Ph.D dissertation, School of Electrical Engineering and Information Technology, KTH, Stockholm, Sweden, 1999.
5. Malmquist A., et al. Microturbines: Speeding the shift to distributed heat and power. – ABB Review, 2000, No. 3, pp. 22–30.
6. Rowen W.I. Simplified mathematical representations of heavy duty gas turbines. – Journal of Engineering for Power, Transactions ASME, 1983, vol. 105, No. 4, pp. 865–869.
7. Hannett L.N., Khan A. Combustion turbine dynamic model validation from tests. – IEEE Transactions on Power Systems, 1993, vol. 8, No. 1, pp. 152–158.
8. Al-Hinai A., Feliachi A. Dynamic model of a microturbine used as a distributed generator. – 34<sup>th</sup> Southeastern Symposium on system Theory, Huntsville, 2002, pp.209–213, DOI:10.1109/SSST.2002.1027036.
9. Neustroev, N., Gandzha, S., Chuyduk, I.A. Passive Magnet Bearing Development for Axial Flux Permanent Magnet Generator with Diamagnetic Armature. – 2020 Russian Workshop on Power Engineering and Automation of Metallurgy Industry: Research & Practice (PEAMI), 2020, pp. 98–102, DOI:10.1109/PEAMI49900.2020.9234313.
10. Gandzha S., Aminov D., Kosimov B. Design of Brushless Electric Machine with Axial Magnetic Flux Based on the Use of Nomograms. – 2018 International Ural Conference on Green Energy, UralCon, 2018, pp. 282–287, DOI: 10.1109/URALCON.2018.8544320.
11. Gandzha S., Kießh I. Selection of winding commutation for axial gap machines with any phases. – 2018 International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing, ICIEAM, 2018, DOI: 10.1109/ICIEAM.2018.8728636.
12. Gandzha, S., Kießh, I. The high-speed axial gap electric alternator is the best solution for a gas turbine engine. – 17<sup>th</sup> International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM, 2017, vol. 17, iss. 43, pp. 791–796, DOI: 10.5593/sgem2017H/43/S29.099.
13. Hajagos L.M., Verube G.R. Utility experience with gas turbine testing and modeling. – IEEE PES Winter Meeting, 2001, vol. 2, pp. 671–677, DOI:10.1109/PESW.2001.916934.
14. Меркулов В.И., Плыкин М.Е., Тищенко И.В. К вопросу об инженерной методике расчета лепестковых газодинамических

подшипников турбокомпрессоров. – Известия МГТУ «МАМИ», 2012, т. 1, № 2(14), с. 279–286.

15. Румянцев М.Ю., Захарова Н.Е., Сигачев С.И. Применение лепестковых газодинамических подшипников в турбогенераторных агрегатах малой мощности. – Известия МГТУ «МАМИ», 2014, т. 1, № 4(22), с. 61–68.

16. Левина Г.А., Бояршинова А.К. Решение упругогидродинамических задач и анализ нагрузочных характеристик лепесткового газодинамического подпятника с профилированными лепестками. – Машиноведение, 1989, № 5, с. 88–94.

17. РТМ 108.129.101-76. Расчет радиальных газостатических подшипников турбомашин атомной энергетики. Руководящий технический материал. Л.: НПО ЦКТИ им. И.И. Ползунова, 1977, 86 с.

18. Румянцев М.Ю., Захарова Н.Е., Сигачев С.И. Опыт разработки высокоскоростных электротурбомашин на кафедре ЭКАО МЭИ. – Вестник МЭИ, 2007, № 3, с. 45–50.

19. Шевченко А.Ф. Статическая устойчивость синхронных машин с постоянными магнитами. – Электричество, 2007, № 1, с. 38–43.

20. Казаков Ю.Б., Тихонов А.И. Комплексная автоматизированная система исследования двигателей постоянного тока. – Электротехника, 1995, № 4, с. 21–24.

21. Корнеев В.В., Приступ А.Г. Проектирование синхронного генератора с постоянными магнитами. – Технические науки – от теории к практике, 2013, т. 23, с. 106–113.

22. Геминтерн В.И., Каган Б.М. Методы оптимального проектирования. М.: Энергия, 1980, 160 с.

23. Шымчак П. Инновационные конструкции магнитных систем синхронных машин с постоянными магнитами. – Электричество, 2009, № 9, с. 37–44.

24. Бухгольц Ю.Г. Многополюсные синхронные машины. Часть 2. Электромагнитный расчет и программа расчета на ЭВМ. Методическое указание. Новосибирск: НГТУ, 1996, 49 с.

[10.08.2021]



*Авторы: Ганджа Сергей Анатольевич – доктор техн. наук, заведующий кафедрой «Теоретические основы электротехники» Южно-Уральского государственного университета (национального исследовательского университета).*



*Неустроев Николай Игоревич – аспирант кафедры «Теоретические основы электротехники» Южно-Уральского государственного университета (национального исследовательского университета).*



*Тараненко Павел Александрович – кандидат техн. наук, заведующий кафедрой «Техническая механика» Южно-Уральского государственного университета (национального исследовательского университета).*

# Synthesis and Analysis of a Combined Magnetic and Gas Dynamic Suspension for a Model Range of New-Generation High-Speed Micro Gas Turbine Power Units

**GANDZHA Sergey A.** (South Ural State University (National Research University), Chelyabinsk, Russia) – Head of the Theoretical Foundations of Electrical Engineering Dept., Dr. Sci. (Eng.).

**NEUSTROEV Nikolay I.** (South Ural State University (National Research University), Chelyabinsk, Russia) – Postgraduate Student of the Theoretical Foundations of Electrical Engineering Dept.

**TARANENKO Pavel A.** (South Ural State University (National Research University), Chelyabinsk, Russia) – Head of the Technical Mechanics Dept., Cand. Sci. (Eng.).

*The modern power industry is characterized by intense development of distributed generation, with which numerous sources of different capacities are connected into a single network. This makes it possible to improve the reliability of the entire system, since the probability of several sources to fail simultaneously is quite low. Electric generation based on high-speed gas turbine units accounts for a significant share in the overall balance, due to which scientific research and new engineering solutions in this area are important and relevant. An innovative design of a high-speed gas turbine unit based on a switched axial generator is proposed. This electrical machine has a diamagnetic armature, which eliminates magnetic losses, due to which better efficiency of the power unit is achieved and its design is simplified. The high speed of rotation and the presence of critical resonant rotor speeds generated the need to adopt appropriate engineering decisions in regard of its supports. A combined suspension involving the use of magnetic and gas-dynamic bearings is proposed. The magnetic bearings support the gas turbine unit operation at low speeds during its acceleration, and the gas-dynamic bearings support its operation at high nominal speed. The generator design and the combined suspension layout are shown. The numerical analyses of magnetic and gas-dynamic bearings for a gas turbine unit for a capacity of 100 kW and rotation speed of 70 000 rpm are given. The study results can be used for a series of gas turbine units with capacities ranging from 10 to 500 kW. In our opinion, this concept is competitive with modern analogs with a radial generator design.*

**Key words:** distributed generation, gas turbine unit, radial generator, axial generator, magnetic bearing, gas-dynamic bearing, high-strength steel, ultimate strength, yield strength

## REFERENCES

1. **Goldstein L., et al.** Gas-fired distributed energy resource technology characterizations. National Renewable Energy Laboratory, NREL/TP-620-34783, 2003, 226 p.
2. **Lasseter R.** Dynamic models for micro-turbines and fuel cells. – IEEE PES Summer Meeting, Vancouver, BC, Canada, 2001, vol. 2, 2001, pp. 761–766.
3. **Puttgen H.B., Macgregor P.R., Lambert F.C.** Distributed generation: Semantic hype or the dawn of a new era. – IEEE Power and Energy Magazine, 2003, vol. 1, No. 1, pp. 22–29.
4. **Malmquist A.** Analysis of a gas turbine driven hybrid drive system for heavy vehicles. Ph.D dissertation, School of Electrical Engineering and Information Technology, KTH, Stockholm, Sweden, 1999.
5. **Malmquist A., et al.** Microturbines: Speeding the shift to distributed heat and power. – ABB Review, 2000, No. 3, pp. 22–30.
6. **Rowen W.I.** Simplified mathematical representations of heavy duty gasturbines. – Journal of Engineering for Power, Transactions ASME, 1983, vol. 105, No. 4, pp. 865–869.
7. **Hannett L.N., Khan A.** Combustion turbine dynamic model validation from tests. – IEEE Transactions on Power Systems, 1993, vol. 8, No. 1, pp. 152–158.
8. **Al-Hinai A., Feliachi A.** Dynamic model of a microturbine used as a distributed generator. – 34<sup>th</sup> Southeastern Symposium on System Theory, Huntsville, 2002, pp.209–213, DOI:10.1109/SSST.2002.1027036.
9. **Neustroev, N., Gandzha, S., Chuyduk, I.A.** Passive Magnet Bearing Development for Axial Flux Permanent Magnet Generator with Diamagnetic Armature. – 2020 Russian Workshop on Power Engineering and Automation of Metallurgy Industry: Research & Practice (PEAMI), 2020, pp. 98–102, DOI:10.1109/PEAMI49900.2020.9234313.
10. **Gandzha S., Aminov D., Kosimov B.** Design of Brushless Electric Machine with Axial Magnetic Flux Based on the Use of Nomograms. – 2018 International Ural Conference on Green Energy, UralCon, 2018, pp. 282–287, DOI: 10.1109/URALCON.2018.8544320.
11. **Gandzha S., Kiessh I.** Selection of winding commutation for axial gap machines with any phases. – 2018 International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing, ICIEAM, 2018, DOI: 10.1109/ICIEAM.2018.8728636.
12. **Gandzha, S., Kiessh, I.** The high-speed axial gap electric alternator is the best solution for a gas turbine engine. – 17<sup>th</sup> International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM, 2017, vol. 17, iss. 43, pp. 791–796, DOI: 10.5593/sgem2017H/43/S29.099.
13. **Hajagos L.M., Berube G.R.** Utility experience with gas turbine testing and modeling. – IEEE PES Winter Meeting, 2001, vol. 2, pp. 671–677, DOI:10.1109/PESW.2001.916934.



14. **Merkulov V.I., Plykin M.E., Tishchenko I.V.** *Izvestiya MGТУ «MAMI» – in Russ. (Izvestia of MSTU "MAMI")*, 2012, vol.1, No. 2(14), pp. 279–286.
15. **Rumyantsev M.Yu., Zaharova N.E., Sigachev S.I.** *Izvestiya MGТУ «MAMI» – in Russ. (Izvestia of MSTU "MAMI")*, 2014, vol. 1, No. 4(22), pp. 61–68.
16. **Levina G.A., Boyarshinova A.K.** *Mashinovedenie – in Russ. (Machine Science)*, 1989, No. 5, pp. 88–94.
17. **RTM 108.129.101–76.** *Raschet radial'nyh gazostaticeskikh podshipnikov turbomashin atomnoy energetiki. Rukovodyashchiy tekhnicheskii material (Calculation of Radial Gas-Static Bearings of Turbomachines of Nuclear Power. Technical Guidance Material)*. L.: NPO TsKTI im. I.I. Polzunova, 1977, 86 p.
18. **Rumyantsev M.Yu., Zaharova N.E., Sigachev S.I.** *Vestnik MEI – in Russ. (Bulletin of MPEI)*, 2007, No. 3, pp. 45–50.
19. **Shevchenko A.F.** *Elektrichestvo – in Russ. (Electricity)*, 2007, No. 1, pp. 38–43.
20. **Kazakov Yu.B., Tihonov A.I.** *Elektrotekhnika – in Russ. (Electrical Engineering)*, 1995, No. 4, pp. 21–24.
21. **Korneev V.V., Pristup A.G.** *Tekhnicheskie nauki – ot teorii k praktike – in Russ. (Technical Sciences – from Theory to Practice)*, 2013, vol. 23, pp. 106–113.
22. **Gemintern V.I., Kagan B.M.** *Metody optimal'nogo proektirovaniya (Optimal Design Methods)*. M.: Energiya, 1980, 160 c.
23. **Shymchak P.** *Elektrichestvo – in Russ. (Electricity)*, 2009, No. 9, pp. 37–44.
24. **Buhgol'ts Yu.G.** *Mnogopolyusnye sinhronnye mashiny. Chast' 2. Elektromagnitnyy raschet i programma rascheta na EVM. Metodicheskoe ukazanie (Multi-pole synchronous machines. Part 2. Electromagnetic calculation and computer calculation program. Methodical instruction)*. Novosibirsk: NGTU, 1996, 49 p.

[10.08.2021]