

УДК 62-762.001.5

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТОРЦОВОГО ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО УПЛОТНЕНИЯ
ДЛЯ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА© 2009 С.В.Фалалеев¹, В.В.Седов², А.С.Виноградов¹, И.С.Виноградов³¹Самарский государственный аэрокосмический университет²ОАО “Газпром”³ООО “Газпром трансгаз Самара”

Поступила в редакцию 05.03.2009

В данной статье рассмотрена математическая модель торцового газодинамического уплотнения, проведен анализ его динамического состояния.

Ключевые слова: математическая модель, торцовое газодинамическое уплотнение, динамическое состояние.

К настоящему времени в ОАО “Газпром” накоплен большой опыт работы нагнетателей с электромагнитными подшипниками (ЭМП). Преимущества электромагнитных подшипников делают их пригодными для широкого применения от малых машин с массой ротора менее килограмма до тяжелых машин и механизмов с массой ротора в несколько тонн. Использование ЭМП в газоперекачивающих агрегатах (ГПА) позволяет выполнить их “сухими”, то есть без применения смазки в опорах ротора [1]. Это существенно влияет на надежность ГПА. Такие машины, наряду с очевидными преимуществами, имеют определенные особенности, которые необходимо учитывать при их эксплуатации. Допустимый диапазон амплитуд вибраций ротора в электромагнитных подшипниках определяется возможностями используемых в ГПА торцовых газодинамических уплотнений (ТГДУ) [2]. Значительная часть повреждений в уплотнениях происходит в результате возникновения в них опасной вибрации. Поэтому необходимо исследование динамики ТГДУ с целью выявления их эксплуатационных ограничений. Анализ опыта эксплуатации ГПА с ЭМП показывает, что необходимо провести исследование динамики ТГДУ при амплитудах вибрации ротора до 250...300 мкм с частотой 15...200 Гц.

В настоящее время известно несколько динамических моделей ТГДУ. Наиболее простая модель, использованная фирмой Feodor Burgmann, [3] рассматривает ТГДУ как твердое тело (невращающееся кольцо уплотнения), соединенное с ротором и корпусом упругими элементами (рабочий слой и пружины). В модели рассматриваются только осевые колебания, а также не учитывается демпфирование в рабочем слое.

В работе [4] исследуется одномассовая динамическая модель ТГДУ (рис. 1), которая рассматривается как совокупность твердого тела (невращающееся кольцо уплотнения), безынерционной упруго-вязкой подвески (рабочий слой, $C_{\text{дин}}$) и упругого элемента (пружины, $C_{\text{вз}}$). Также учтено вторичное уплотнение, которое представляется элементом, обладающим жесткостью (C_1), демпфированием (b_1) и сухим трением (R_1). Для описания газового слоя используется модель с релаксационным механизмом демпфирования, для которой характерно, что демпфирующая сила действует не непосредственно между массой невращающегося кольца и деталью ротора, а через упругость. В торцовом уплотнении возможны три вида колебаний: осевые, угловые и изгибные. В общем случае осевые, угловые и изгибные переме-

Фалалеев Сергей Викторович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов. E-mail: kipdla@ssau.ru.

Седов Виктор Викторович, начальник отдела по капитальному ремонту и диагностике КС, ДКС, КС ПХГ и СОГ Управления по транспортировке газа и газового конденсата. E-mail: V.Sedov@adm.gazprom.ru

Виноградов Александр Сергеевич, кандидат технических наук, доцент. E-mail: kipdla@ssau.ru.

Виноградов Илья Сергеевич, главный инженер ПТП.

E-mail: I.Vinogradov@samaratransgaz.gazprom.ru.

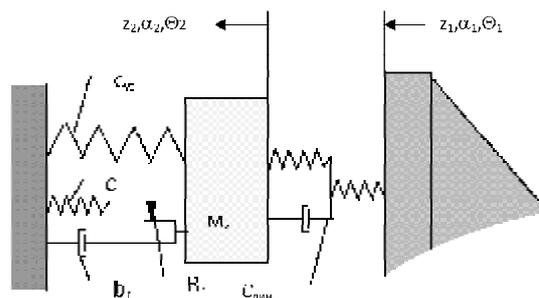


Рис. 1. Одномассовая динамическая модель ТГДУ

щения подвижного кольца оказывают взаимное влияние за счет перекрестных связей. В связи с этим угловые биения могут возбуждать осевую вибрацию в уплотнении и т.д. Экспериментально показано [5], что использование этой модели достаточно для большинства практических случаев.

В работе [6] ТГДУ представлено в виде трехмассовой динамической модели. Это применимо, если масса прижимного элемента соизмерима с массой невращающегося кольца, а керамическое вращающееся кольцо установлено на вал podatливо, посредством резиновых колец с жесткостью и демпфированием. Вторичное уплотнение представлено в виде жесткости и демпфирования. Однако в модели рассматриваются только осевые колебания и не учтены особенности конструкции ТГДУ, что существенно ее ограничивает.

Анализ существующих и перспективных конструкций ТГДУ показал, что наиболее корректной является динамическая модель, представленная на рис. 2. Она состоит из 3-х масс. Прижим ($M_{пр}$) установлен в корпусе турбомашины и поджимается к невращающемуся кольцу (M_k) набором пружин жесткостью C_{yo} . Массы пружин могут быть учтены в модели добавлением к массе прижима 1/3 массы пружин. Вторичное уплотнение, установленное между невращающимся кольцом и прижимом, представляется элементом, обладающим жесткостью (C_1), демпфированием (b_1) и сухим трением (R_1). Между невращающимся кольцом (M_k) и вращающейся втулкой ($M_{вт}$) находится безынерционная упруго-вязкая подвеска (рабочий слой, $C_{днн}$). Между вращающейся втулкой ($M_{вт}$) и торцом ротора находится вторичное уплотнение, которое представляется элементом, обладающим жесткостью (C_0), демпфированием (b_0) и сухим трением (R_0). К ротору втулка прижимается в осевом направлении неуравновешенной силой F_0 и имеет ограничитель перемещений в виде зазора d . На вал втулка монтируется либо на гофрированный демпфер, либо на резиновое кольцо. Взаимное осевое перемещение в этом элементе моделируется сухим трением (R_3). Торце ротора передает воздействие на ТГДУ, имеющее осевую и угловую составляющие колебаний с амплитудами z_0, α_0 . Втулка и кольцо могут дополнительно иметь из-

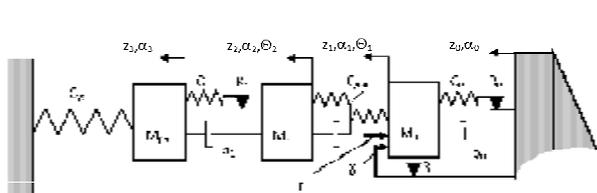


Рис. 2. Трехмассовая динамическая модель ТГДУ

гибные составляющие колебаний q . Изгибные колебания кольца будут компенсироваться упругими деформациями вторичного уплотнения, поэтому на прижим они передаваться не будут.

В случае, когда втулка изготовлена из твердого сплава, ее изгибом можно пренебречь. Втулка первой ступени ТГДУ прижимается вправо к торцу ротора большим усилием, определяемым высоким перепадом давления. Втулка второй ступени ТГДУ, нагруженная низким перепадом давления, прижимается влево к упору на роторе усилием от сжатого резинового кольца. Проведенный анализ по методике, изложенной в работе [4], показал, что для частот вращения, характерных для существующих ГПА, кинематического отрыва втулок от торца ротора не произойдет. Поэтому для практических случаев достаточно рассмотрения ТГДУ в виде двухмассовой модели с параметрами, изображенными на рис. 3. В литературе анализ такой модели с рассматриваемыми перемещениями отсутствует.

В торцовом уплотнении возможны три вида колебаний: осевые, угловые и изгибные. Колебания невращающегося кольца описываются системой уравнений движения:

$$m\ddot{z}_2 + P_z + W_z = 0; I\ddot{\alpha}_2 + M_\alpha + L_\alpha = 0;$$

$$I_p\ddot{\theta}_2 + M_\theta + L_\theta = 0,$$

где m, I, I_p - масса и моменты инерции кольца; z_2, α_2, θ_2 - осевое, угловое, изгибное перемещение кольца уплотнения; P_z, M_θ, M_q - осевая сила и гидродинамические моменты, действующие на кольцо со стороны газового слоя; W_z, L_z, L_q - сила и моменты, действующие на кольцо извне. Воздействие ротора на систему рассматриваем в виде трех составляющих: осевого $z_1 = z_{1,0} \sin \omega t$; углового $\alpha_1 = \alpha_{1,0} \sin \omega t$; изгибного $\theta_1 = \theta_{1,0} \sin \omega t$. Здесь $z_{1,0}, \alpha_{1,0}, \theta_{1,0}$ - амплитуды воздействий.

В общем случае при исследовании динамики ТГДУ необходимо рассматривать одновременно все три уравнения системы. Осевые, угловые и изгибные перемещения подвижного кольца оказывают взаимное влияние за счет перекрестных связей. В связи с этим угловые биения могут возбуждать осевую вибрацию в уплотнении и т.д. Проведенный анализ величин перекрестных

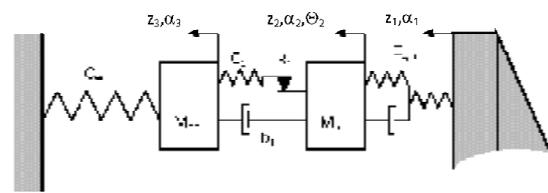


Рис. 3. Двухмассовая динамическая модель ТГДУ

коэффициентов жесткости и демпфирования [4] показал, что в рассматриваемой двухмассовой модели (рис. 3) на практике могут быть реализованы следующие виды колебаний: осевые колебания $z_1 \rightarrow z_2 \rightarrow z_3$; угловые колебания $a_1 \rightarrow a_2 \rightarrow a_3$; совместные осевые и угловые колебания $z_1 \rightarrow z_2, q_2 \rightarrow z_3$.

В работе [7] показано, что можно отдельно рассматривать осевые и угловые колебания, а перемещения колец суммировать. В работе [4] показано, что при изменении величины зазора изменяется профиль давления и изгибающий момент в щели уплотнения. Поэтому осевые и изгибные колебания нужно рассматривать совместно.

Вначале рассмотрим первый вид колебаний. В этом случае все элементы системы имеют только осевые перемещения. Рассматриваем уплотнение как систему с сосредоточенными параметрами. Уравнения движения кольца и прижима будут иметь вид

$$M_k \ddot{z}_2 + c_{\text{дин}}(z_2 - z_1) + c_1(z_2 - z_3) + b_1(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) = 0;$$

$$M_{\text{пр}} \ddot{z}_3 + c_1(z_3 - z_2) + b_1(\dot{z}_3 - \dot{z}_2) + c_{\text{y.э}} z_3 = 0.$$

Рассмотрим гармоническое воздействие $z_1 = z_{1,0} \sin \omega t$. Осевые перемещения кольца $z_2 = z_{2,0} \sin(\omega t + j)$. Система линеаризованных уравнений для осевых колебаний масс в ТГДУ в операторном виде записывается следующим образом:

$$M_k s^2 z_2 + c_{\text{дин}}(z_2 - z_1) + c_1(z_2 - z_3) + b_1 s(z_2 - z_3) = 0;$$

$$M_{\text{пр}} s^2 z_3 + c_1(z_3 - z_2) + b_1 s(z_3 - z_2) + c_{\text{y.э}} z_3 = 0.$$

Здесь $s = i\omega$, $i = \sqrt{-1}$. Сухое трение R_1 представлено эквивалентным демпфированием [4] и приплюсовано к демпфированию b_1 .

Динамическую реакцию газового слоя представим в виде

$$c_{\text{дин}} = c_{\text{упр}} + i\omega b_{\text{сл}},$$

где $c_{\text{упр}}$ и $b_{\text{сл}}$ – упругая и демпфирующая составляющие динамической реакции слоя.

Собственная частота колебаний кольца

$$\omega_0 = \sqrt{c_{\text{упр}} / M_k}.$$

Находим передаточную функцию

$$K(s) = \frac{z_2}{z_1}.$$

Вводим безразмерные параметры

$$\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_0}; \quad \bar{D} = \frac{b_{\text{сл}}}{M_k \omega_0}; \quad k_1 = \frac{M_{\text{пр}} \omega_0^2}{c_1 + c_{\text{y.э}}};$$

$$k_2 = \frac{b_1 \omega_0}{c_1 + c_{\text{y.э}}}.$$

Передаточные функции получаем в виде

$$K(s) = \frac{(1 - k_1 \bar{\omega}^2) - k_2 \bar{D} \bar{\omega} + i \bar{\omega} (k_2 + \bar{D}(1 - k_1 \bar{\omega}^2))}{(1 - k_1 \bar{\omega}^2) - \bar{\omega} (1 - k_1 \bar{\omega}^2 - k_2 \bar{D}) + i \bar{\omega} (k_2 - k_2 \bar{\omega}^2 + \bar{D}(1 - k_1 \bar{\omega}^2))}.$$

Выделяя действительную и мнимую составляющие $K(s) = U(\omega) + iV(\omega)$, определяем амплитудочастотную (АЧХ) $m_h(\omega) = (U^2 + V^2)^{0.5} = z_{2,0} / z_{1,0}$ и фазочастотную (ФЧХ) $y_h(\omega) = -\arctg(V/U) = j$ характеристики. Изменение величины зазора во времени

$$\Delta h = z_{2,0} \sin(\omega t + \varphi) - z_{1,0} \sin(\omega t),$$

где $z_{2,0}$, $z_{1,0}$ – амплитуды перемещений кольца и торца ротора; j – фазовый сдвиг.

Рассмотрим второй вид колебаний. В этом случае все элементы системы имеют только угловые перемещения. Уравнения движения кольца и прижима будут иметь вид

$$I_k \ddot{\alpha}_2 + c_{\text{дин}\alpha}(\alpha_2 - \alpha_1) + c_{1\alpha}(\alpha_2 - \alpha_3) + b_{1\alpha}(\dot{\alpha}_2 - \dot{\alpha}_3) = 0$$

$$I_{\text{пр}} \ddot{\alpha}_3 + c_{1\alpha}(\alpha_3 - \alpha_2) + b_{1\alpha}(\dot{\alpha}_3 - \dot{\alpha}_2) + c_{\text{y.э}\alpha} \alpha_3 = 0.$$

Динамические коэффициенты для угловых колебаний с достаточной точностью можно считать по формулам [4] $c_a = cR^2/2$, $b_a = bR^2/2$. Здесь c и b – жесткость и демпфирование при осевых колебаниях.

Передаточная функция $K(s) = a_y/a_1$ находится аналогично предыдущему примеру. Решение удобно находить в комплексном виде.

Рассмотрим третий вид колебаний. В этом случае ротор и прижим будут иметь только осевые перемещения, а кольцо уплотнения – осевые и изгибные перемещения. Уравнения движения кольца и прижима будут иметь вид

$$I_k \ddot{\theta}_2 + c_{\text{дин}\theta} \theta_2 + c_{\text{дин}z\theta}(z_2 - z_1) + c_1(z_2 - z_3)r_0 + EJ\theta_2 = 0;$$

$$M_k \ddot{z}_2 + c_{\text{дин}z}(z_2 - z_1) + c_{\text{дин}\theta} \theta_2 + c_1(z_2 - z_3) + b_1(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) = 0;$$

$$M_{\text{пр}} \ddot{z}_3 + c_1(z_3 - z_2) + b_1(\dot{z}_3 - \dot{z}_2) + c_{\text{y.э}} z_3 = 0.$$

Здесь: r_0 – радиус расположения упругого элемента; E – модуль упругости кольца; J – момент инерции кольца при изгибе; $c_{\text{дин}z\theta}$, $c_{\text{дин}q\theta}$, $c_{\text{дин}qz}$ и $c_{\text{дин}zq}$ – коэффициенты динамической реакции (первая буква индекса относится к виду возмущающегося воздействия торца ротора, вторая – к виду перемещения кольца) [4].

Линеаризовав данные уравнения аналогичным способом, как и в первом примере, получим систему трех уравнений с тремя неизвестными:

$$A_1 q_2 + B_1 z_2 + C_1 z_3 = D_1 z_1;$$

$$A_2 q_2 + B_2 z_2 + C_2 z_3 = D_2 z_1;$$

$$B_3 z_2 + C_3 z_3 = 0.$$

Здесь A_i, B_i, C_i, D_i – коэффициенты (комплексные числа).

При решении этой системы уравнений находим передаточные функции в виде z_2/z_1 и $q_2 r_0 / z_1$.

где r_0 – радиус центра давления щели уплотнения. Выражения для АЧХ и ФЧХ не приводим из-за их громоздкости. К тому же в разработанной расчетной программе решение находится численным способом с помощью комплексных чисел, то актуальность получения аналитических выражений существенно снижается.

Для анализа возьмем ТГДУ самарского изготовления со спиральными канавками, которые по своим свойствам близки к большинству используемых в газовой промышленности “сухих” уплотнений. При этом проведем анализ как основной, так и резервной ступеней, так как они работают при разных перепадах давления и с различными величинами зазора. На рис. 4-7 приведены результаты расчета изменения величины зазора за период колебаний по разработанной в данной статье теории с учетом изгибных деформаций уплотнительного графитового кольца. Перепад давления на первой ступени 5,2 МПа, на второй ступени – 0,5 МПа. Частота колебаний – 100...200 Гц. Амплитуды осевых колебаний торца ротора 100...300 мкм, амплитуды угловых колебаний – до 1 мрад.

Анализ рис. 4 показывает, что наличие осевых воздействий ротора с амплитудами величиной 100...300 мкм и частотой 100 Гц не окажет сильного влияния на работу ТГДУ. Однако при росте частоты колебаний до 200 Гц (рис. 5) при амплитуде 200 мкм величина зазора становится близкой к 1 мкм, а при амплитуде 300 мкм – 0,3 мкм. Как показывает опыт, при таких зазорах уже возможны касания уплотнительных поверхностей. Да и утечки возрастают в 2...3 раза, что может вывести их за разрешенный диапазон.

Наличие одновременно осевых и угловых воздействий ротора (рис. 6) существенно усложняет ситуацию. Так, при частоте 200 Гц и амплитуде угловых колебаний торца ротора 1 мрад будут происходить соударения уплотнительных поверхностей при амплитуде осевых колебаний

торца ротора более 200 мкм. Как показали расчеты, при частоте 100 Гц величина зазора при рассматриваемых воздействиях снижается до величины 0,5...1 мкм.

Особенностью второй ступени ТГДУ является низкий перепад давления. В этом случае отсутствует изгиб графитового кольца от перепада давления и газодинамическая сила в уплотнительной щели превалирует над закрывающей уплотнительный стык силой, что приводит к работе ступени с повышенным зазором. Анализ колебаний резервной ступени ТГДУ (рис. 7) показывает, что, несмотря на более низкий уровень жесткости газового слоя, зависящей от рабочего давления газа, наличие повышенного зазора позволяет удовлетворительно реагировать на колебания торца ротора с высокими амплитудами и частотами.

Таким образом, проведенные теоретические исследования динамики ТГДУ показывают, что уплотнение удовлетворительно работает при осевых амплитудах вибрации ротора до 250...300 мкм с частотой до 100 Гц. Наличие вибрации с частотой 200 Гц делает ТГДУ неработоспособным, либо требует ограничения амплитуды до 100 мкм. Поэтому производители магнитных подвесов должны исключить возможность возникновения высокочастотных колебаний с повышенной амплитудой вибрации ротора.

Опыт ООО “Газпром трансгаз Самара” показал, что обеспечение в эксплуатации амплитуд осевых и радиальных колебаний ротора величиной не более 50 мкм при допустимости на переходных режимах кратковременных повышений до 100...130 мкм не приводит к нарушению работы ТГДУ [8]. Это качественно подтверждает достоверность полученных в данной статье теоретических результатов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Наумов Н., Подоровский В., Верещагин В., Россеев Н.,

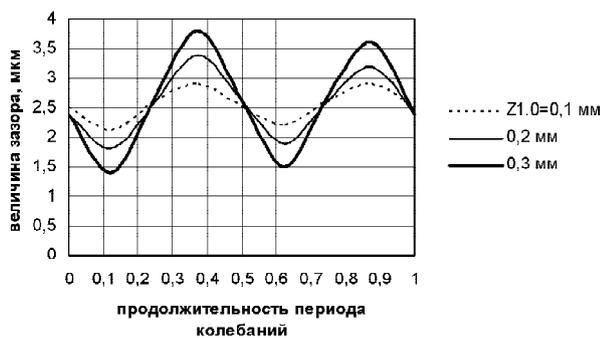


Рис. 4. Изменение зазора в основной ступени ТГДУ (частота колебаний 100 Гц)

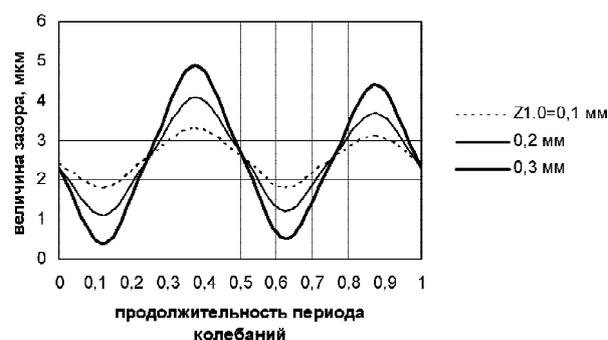


Рис. 5. Изменение зазора в основной ступени ТГДУ (частота колебаний 200 Гц)

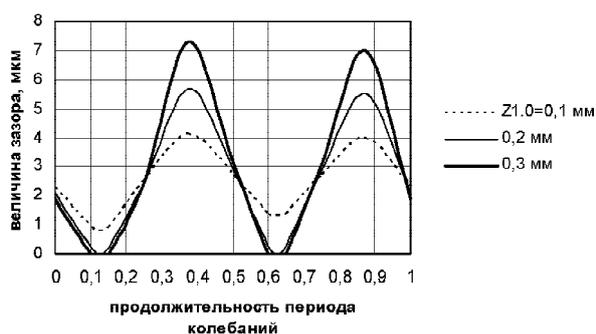


Рис. 6. Изменение зазора в основной ступени ТГДУ (частота колебаний 200Гц, амплитуда угловых воздействий торца ротора 1мрад)

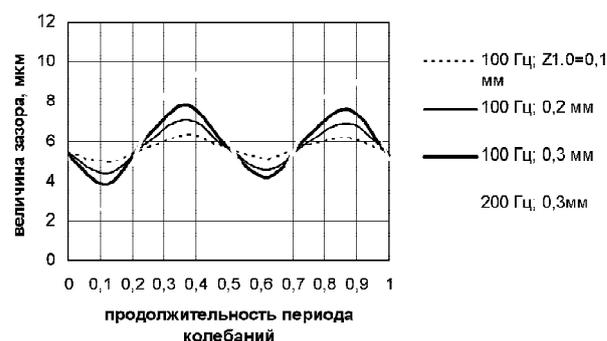


Рис. 7. Изменение зазора в резервной ступени ТГДУ

- Медведев С.* Бесшмазочные нагнетатели природного газа // Газовая промышленность. – М., 1999, №7.
- Белоусов Ю., Кочетов Д., Кравцов Д., Шайхутдинов А., Еремин С.* Особенности работы “сухих” нагнетателей в предомпажных режимах // Газотурбинные технологии. – Рыбинск, 2004, №3. – С.18-21.
 - Gasgeschmierte Gleitringdichtungen. Wolfratshausen (Germany): Feodor Burgmann Dichtungswerke GmbH, 1977. – 75 s.
 - Фалалеев С.В., Чегодаев Д.Е.* Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов: Основы теории и проектирования. – М.: Изд-во МАИ, 1998.
 - Фалалеев С.В., Балякин В.Б., Новиков Д.К., Россеев Н.И., Медведев С.Д.* Динамика “сухих” уплотнений // Газовая промышленность. 2001. №10.
 - Белоусов А.И., Балякин В.Б., Люлев А.И.* Исследование динамики турбонасосных агрегатов с помощью многомассовых реологических моделей // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: тез. докл. междунаучно-техн. конф. – Самара: СамНЦ РАН, 2003.
 - Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник/ Под общей ред. А.И. Голубева и Л.А. Кондакова. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.
 - Медведев С.Д., Фалалеев С.В., Новиков Д.К., Балякин В.Б.* Повышение эксплуатационной надежности ГПА развитием конвертированных авиационных технологий. – Самара: СамНЦ РАН, 2008.

MATHEMATIC MODEL OF THE FACE GAS DYNAMIC SEAL FOR CAS KOMPRESSOR

© 2009 S.V. Falaleev¹, V.V. Sedov², A.S. Vinogradov¹, I.S. Vinogradov³

¹ Samara State Aerospace University

² Joint stock company “GAZPROM”

³ “Gazprom transgas Samara”

In this article we described mathematic model of the face gas dynamic seal and made an analysis of its dynamic.

Key words: mathematic model, face gas dynamic seal, dynamic

Sergey Falaleev, Doctor of Technics, Professor, Head of Aircraft Engines Design Department. E-mail: kipdla@ssau.ru.
Viktor Sedov, Chief of division on capital repair and diagnostic of compressor stations subdepartment, gas and gas condensate transportation department.

E-mail: V.Sedov@adm.gazprom.ru

Vinogradov Aleksandr Sergeevich, Candidate of Technics, Associate Professor E-mail: kipdla@ssau.ru

Vinogradov Ilya Sergeevich, Head of technical department, PTP. E-mail: I.Vinogradov@samaratransgaz.gazprom.ru