

УДК 921.4

**Моделирование и анализ динамических характеристик
турбонасосных агрегатов со щелевыми уплотнениями**

Давыдов А. В.^{1*}, Дегтярев С. А.^{2}, Иванов А. В.³, Леонтьев М. К.^{1***}**

¹*Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), МАИ, Волоколамское шоссе, 4, Москва, А-80, ГСП-3, 125993, Россия*

²*Научно-технический центр по роторной динамике Альфа-Транзит, ул.*

Ленинградская, 1, Химки, 141400, Россия

³*Воронежский государственный технический университет, Московский проспект,*

14, Воронеж, 394006, Россия

**e-mail: davidovarc@alfatran.com*

***e-mail: degs@alfatran.com*

****e-mail: lemka@alfatran.com*

Аннотация

Представлена общая методика анализа роторов турбонасосных агрегатов со щелевыми уплотнениями в линейной и нелинейной постановке. Для щелевых уплотнений с плавающими кольцами разработан алгоритм, позволяющий учитывать гидродинамические силы, инерцию колец и силы трения. Представлены результаты анализа роторной системы турбонасосного агрегата со щелевыми уплотнениями и их влияние на вибрационные характеристики роторной системы.

Ключевые слова: роторная динамика, щелевые уплотнения, плавающие кольца, dynamics R4.

Введение

Объектом исследования является вариант водородного турбонасосного агрегата (ТНА), опирающегося на четыре подшипника качения и имеющего три газовых щелевых уплотнения и пять жидкостных различного типа. ТНА разработан в ОАО КБХА [1]. Общий вид ротора ТНА с установленными на нем подшипниками качения представлен на рис. 1.



Рис. 1. Общий вид ротора водородного насоса

Ротор установлен на двух опорах. В опорах применены сдвоенные радиальные однорядные шарикоподшипники. Между внешними кольцами подшипников и корпусом ТНА установлены кольцевые пластинчатые упруго-демпферные опоры сухого трения (УДО). Герметичность проточной части турбины и крыльчаток обеспечивается щелевыми уплотнениями различных типов. В одном из вариантов насоса ступени турбины, вал и крыльчатки выполнены из титанового сплава. Основными особенностями ТНА являются его малые габариты и высокая частота

вращения ротора.

С точки зрения общей динамики роторов щелевые уплотнения в ТНА выполняют функции дополнительных опор, которые влияют на положение резонансных режимов и их амплитуду [2, 3]. Помимо этого, возникающие в процессе работы гидродинамические силы в щелевых уплотнениях, могут приводить к автоколебаниям ротора и потере его устойчивости, проявляющейся большими реакциями в опорных узлах. До настоящего времени для конструкторов определение динамических характеристик уплотнений остается достаточно трудоемкой для решения задачей. Целью настоящей работы являлось создание практической методики и расчетного алгоритма, позволяющих определять влияние щелевого уплотнения с плавающим кольцом на общую динамику роторной системы, а также их применение для анализа вибрационных характеристик модельного ТНА. Исследования проводились в среде программной системы Dynamics R4 (www.alfatran.com), предназначенной для решения задач роторной динамики турбомашин и агрегатов различного назначения.

Модель роторной системы

Для описания геометрии ротора использовались конечные элементы, входящие в библиотеку программы. Среди них – стержневые балочные элементы, инерционные элементы, упругие и жесткие связи и т.д. Каждая деталь ротора моделировалась отдельно и включалась в общую модель ротора в виде самостоятельной подсистемы. Между подсистемами устанавливались жесткие или упругие связи, моделирующие соединения и натяги в роторе, а также его опорные

узлы. Задавалась остаточная неуравновешенность ротора. В осевом направлении подшипники ротора нагружались осевыми силами. Корпус ТНА в данном исследовании моделировался жесткой балкой, соединенной с основанием двумя жесткими связями. Общая модель динамической системы ТНА показана на рис. 2. Основные параметры представлены в табл. 1.

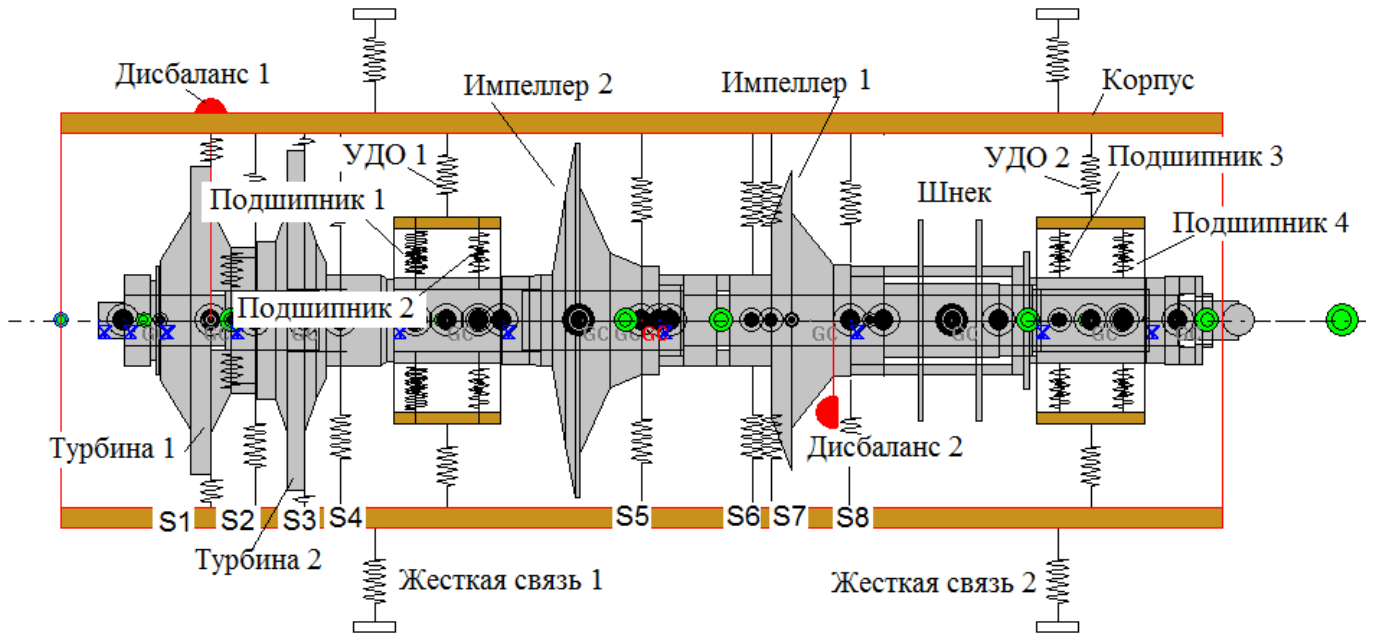


Рис. 2. Модель ротора ТНА

Таблица 1

Длина ротора, мм	275
Масса ротора, кг	1.66
Полярный момент инерции, кг·м ²	0.00076
Осевая сила на подшипниках, Н	200

Значения жесткостных и демпфирующих коэффициентов УДО 1 и УДО 2 приняты постоянными и показаны в табл. 2.

Таблица 2

УДО 1 (турбинная опора)	
Коэффициент радиальной жесткости, Н/м	$8.6 \cdot 10^6$
Коэффициент демпфирования, Н·сек/м	500
УДО 2 (насосная опора)	
Коэффициент радиальной жесткости УДО 1, Н/м	$1.5 \cdot 10^7$
Коэффициент демпфирования, Н·сек/м	500

Первые три уплотнения (S1, S2 и S3) газовые, и в исследуемую модель ротора не включены, так как их влияние на фоне жидкостных щелевых уплотнений на динамику ротора мало. Основные параметры щелевых гидравлических уплотнений в модели ТНА осреднены и представлены в таблице 3. Перепад давлений показан на максимальном режиме и с изменением скорости вращения меняется по параболическому закону.

Таблица 3

Уплотнение	Плавающее кольцо	Плавающее кольцо	Плавающее кольцо	Щелевое без кольца	Плавающее кольцо
Обозначения	S4	S5	S6	S7	S8
Длина, мм	7,5	6,8	7,5	5	6,8
Диаметр, мм	22	49	22	85	49
Зазор, мм	0.0443	0.005	0.0271	0.077	0.006
Перепад давления, Па	3.5e6	8.29e6	13.8e6	3.91e6	6.48e6

Линейный анализ ротора ТНА

Наиболее распространенным видом анализа роторов является стационарный, в котором определяются критические частоты вращения линейных моделей роторов, формы колебаний и проводится расчет амплитудно-частотных характеристик от действия неуравновешенных сил.

Задача имеет решение в линеаризованной постановке, т.е для каждого режима система может быть принята линейной и могут быть определены частоты собственных колебаний, относительные коэффициенты демпфирования, распределение энергий по формам и т.д. Могут быть также построены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) ротора от действия неуравновешенных сил. Следует отметить, что линеаризованная постановка имеет место только для обычных щелевых уплотнений, либо для случая, когда силы трения останавливают кольцо уплотнения. В других случаях требуется вести анализ в нелинейной постановке.

Ниже показаны результаты анализа ротора на радиально-упорных подшипниках качения без жидкостных уплотнений и с ними. Анализ ротора в первом случае может проводиться для исследования ротора ТНА и получения данных для его балансировки. Эти результаты могут быть также использованы для валидации модели ротора по полученным в процессе балансировки АЧХ. Вторым случаем соответствует ротору с жидкостными уплотнениями, т.е рассматриваются характеристики ТНА при его работе.

Оценка жесткостных свойств подшипников ротора ТНА показала, что для данного типоразмера подшипника все коэффициенты жесткости мало зависят от режима и могут быть приняты постоянными. В качестве примера в табл. 4 показана симметричная матрица коэффициентов жесткости турбинного подшипника размерностью 5x5. Аналогичные результаты получены и для других подшипников.

Таблица 4

$K_{11} = 7.07E+07$	$K_{12} = 7.40E+02$	$K_{13} = 4.00E+04$	$K_{14} = 0$	$K_{15} = -4.71E+05$
	$K_{22} = 7.07E+07$	$K_{23} = -1.51E+06$	$K_{24} = 4.71E+05$	$K_{25} = 0$
		$K_{33} = 4.10E+07$	$K_{34} = -1.22E+04$	$K_{35} = -3.33E+02$
			$K_{44} = 3.31E+03$	$K_{45} = 0$
				$K_{55} = 3.31E+03$

Коэффициенты жесткости K_{xx} , K_{xy} и демпфирования C_{xx} , C_{xy} для обычной щели являются функцией геометрии уплотнения, частоты вращения ротора, свойств жидкости, перепада давления и определяются для центрального положения вала ротора в зазоре. Рассчитываются по методике, разработанной Чайлдсом, и представленной в работе [4]. Их значения для исследуемого ТНА определены в Dynamics R4, и для одного из гидравлических уплотнений показаны на рис. 3.

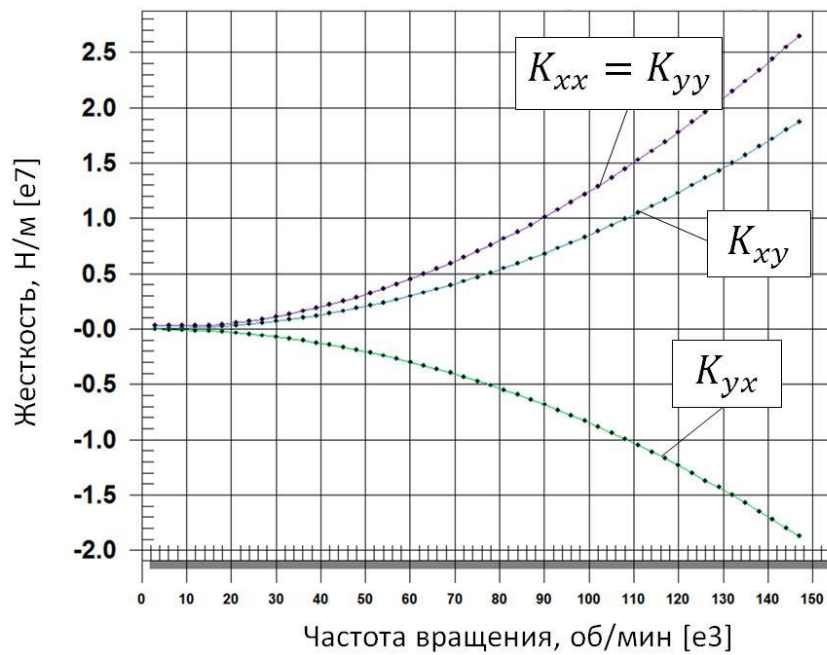


Рис. 3. Коэффициенты жесткости уплотнения S4

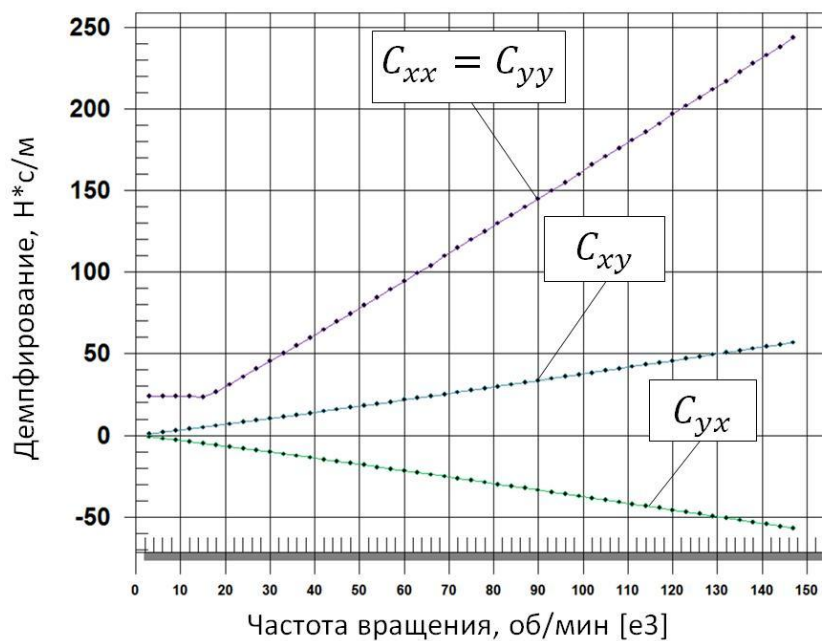
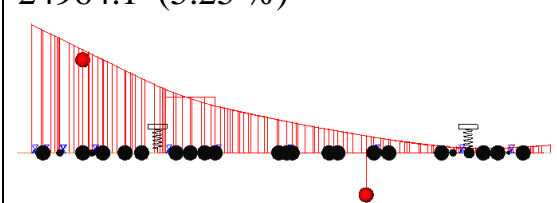
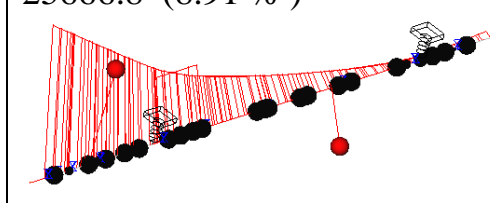
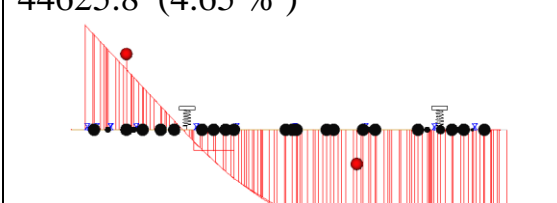
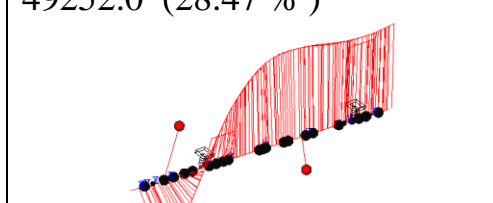
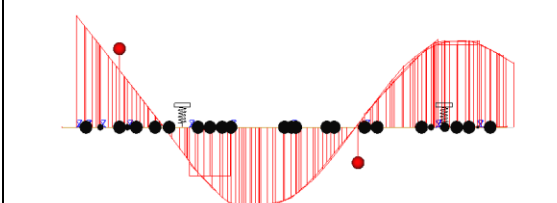
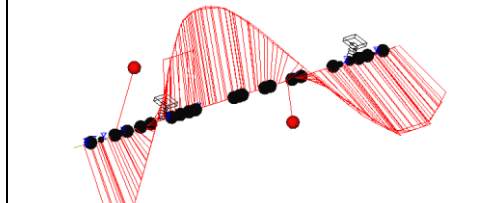


Рис. 4. Коэффициенты демпфирования уплотнения S4

Перекрестные коэффициенты жесткости и демпфирования имеют одинаковые значения, но разный знак, что свидетельствует о наличии в зазоре циркуляционных сил, которые могут привести к потере устойчивости ротора.

Ниже показано влияние щелевых уплотнений на динамику ротора. В табл. 5 представлены демпфированные критические частоты вращения ротора и соответствующие им формы колебаний с прямым прецессионным движением. В скобках показаны значения относительного коэффициента демпфирования. Формы обратных прецессий и осевых колебаний исключены.

Таблица 5

Ротор без щелевых уплотнений	Ротор со щелевыми уплотнениями
24964.1 (5.25 %) 	25666.8 (8.91 %) 
44625.8 (4.65 %) 	49252.0 (28.47 %) 
97316.6 (4.39 %) 	111182.1 (34.51 %) 

Сравнение результатов показывает, что щелевые уплотнения ужесточают ротор, и сдвигают резонансные режимы в диапазон высоких частот. Формы колебаний ротора со щелевыми уплотнениями сильно демпфированные и имеют пространственный характер. Зависимости нагрузок на опоры в местах расположения упруго-

демпферных пакетов (дисбаланс 1 - 0.01 гсм; дисбаланс 2 - 0.01 гсм) показаны на рис. 5, 6.

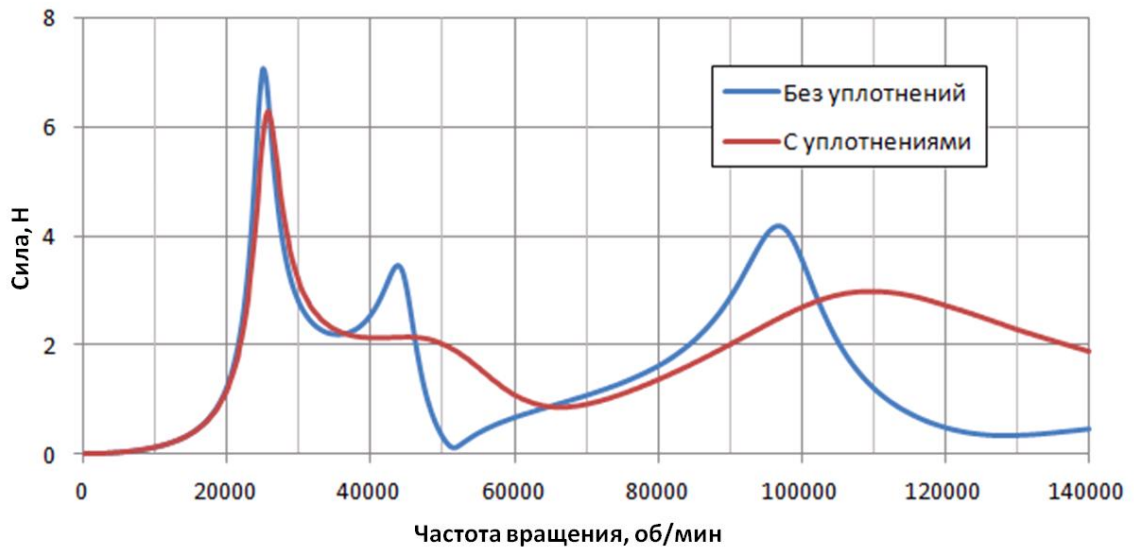


Рис. 5. Нагрузки в сечении УДО 1

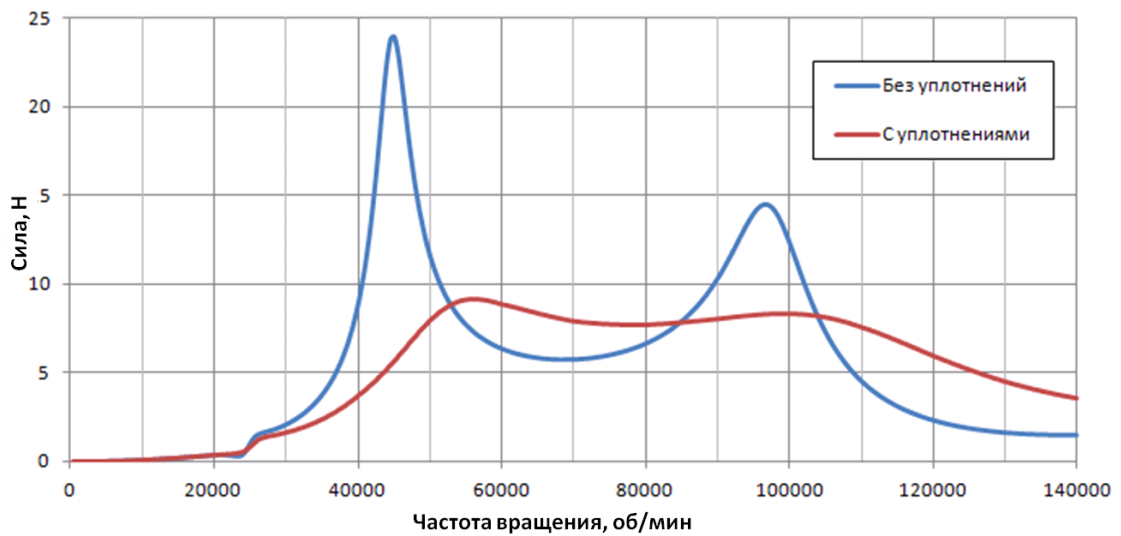


Рис. 6. Нагрузки в сечении УДО 2

Перемещения первой ступени турбины и насоса показаны на рис. 7, 8.

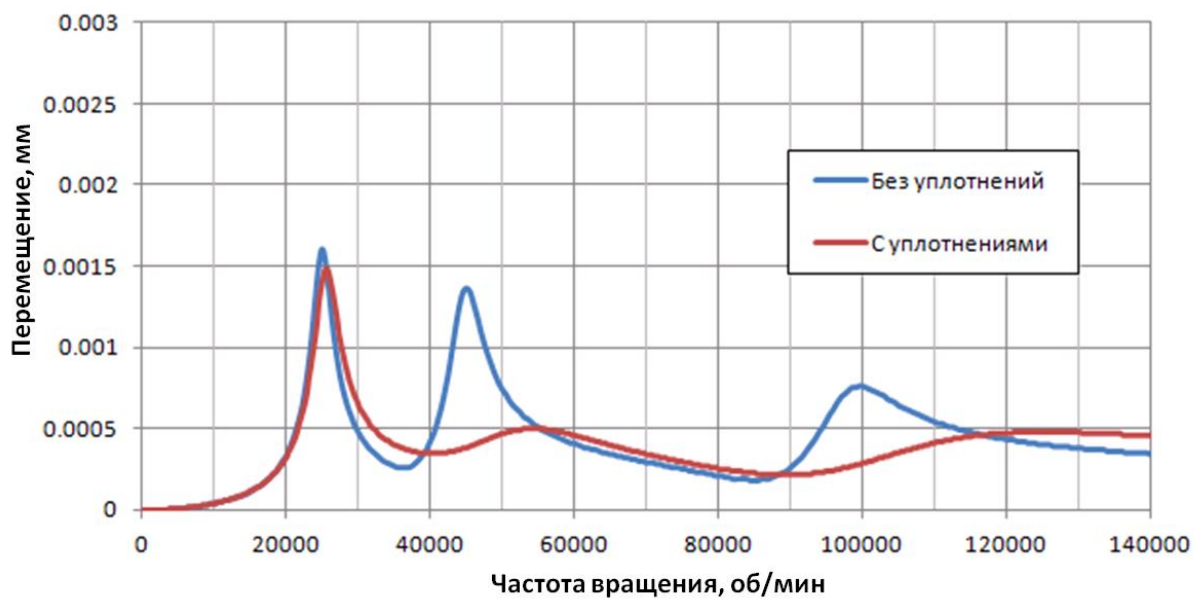


Рис. 7. Перемещение в сечении 1 ступени турбины

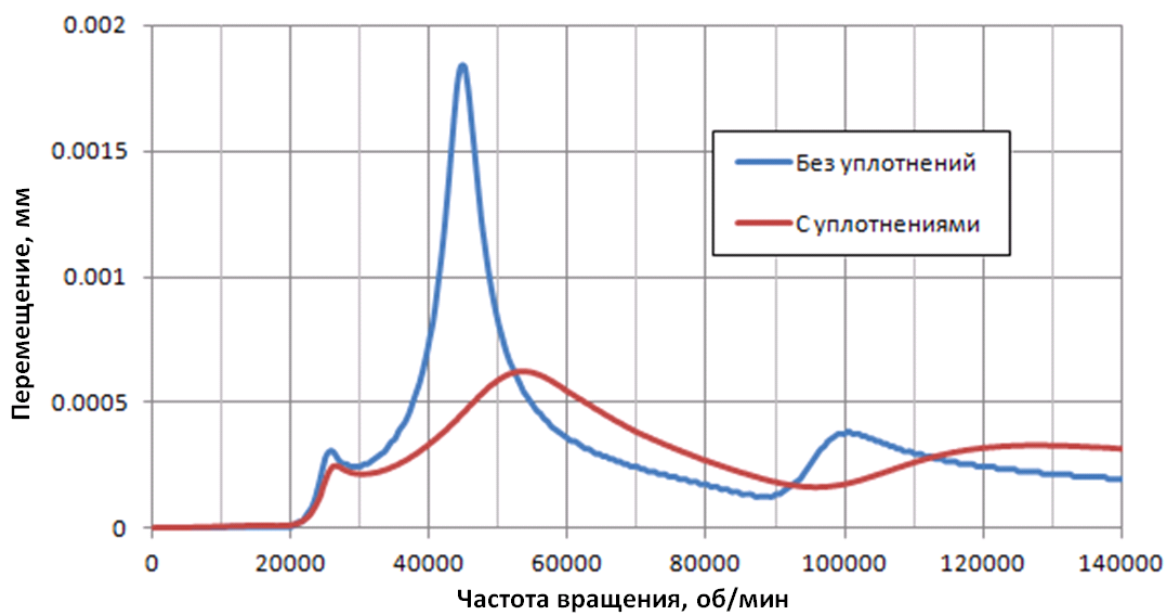


Рис. 8. Перемещение в сечении 1 ступени насоса

Полученные результаты показывают существенное влияние уплотнений на динамику ротора ТНА. Меняется положение и амплитуда резонансных режимов.

Нелинейный анализ ротора ТНА

Реакция уплотнения на динамическую систему определяется гидродинамической силой возникающей в щели уплотнения. В линейном анализе кольцо является неподвижным и уплотнение является обычным щелевым. Общее уравнение движения ротора в матричной форме может быть записано как

$$[M]\{\ddot{q}(t)\} + [C]\{\dot{q}(t)\} + [K]\{q(t)\} = \{F(t)\}_{\partial\delta} + \{R^{seal}(t)\},$$

где $[M]$, $[C]$, $[K]$ - матрицы инерции, демпфирования и гироскопических сил, и жесткости соответственно, полученные для конечно-элементной модели ротора; $\{\ddot{q}\}$, $\{\dot{q}\}$, $\{q\}$ - векторы-столбцы обобщенных ускорений, скоростей и перемещений соответственно; $\{F_{\partial\delta}\}$ - вектор-столбец неуравновешенных сил; $\{R^{seal}\}$ - вектор-столбец реакции уплотнения.

В проекциях на оси X и Y эти реакции можно записать

$$\begin{Bmatrix} R_x^{seal} \\ R_y^{seal} \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X \\ Y \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{Bmatrix}.$$

В этом анализе предполагается, что кольцо обладает инерцией и может двигаться, т.е роторная система становится нелинейной. Тогда решение уравнения движения получается его прямым интегрированием с определением на каждом шаге интегрирования реакции уплотнения.

Рассмотрим алгоритм определения реакции уплотнения $\{R^{seal}\}$ на движение вала ротора. В начальный момент времени уплотнительное кольцо рассматривается

неподвижным и центрированным, т.е. уплотнение работает как простое щелевое.

Условия неподвижности кольца записываются:

$$|\bar{F}_g^{ring}| < F_\mu^{rest}, |\bar{F}_g^{ring}| < F_\mu^{sliding}, |\bar{v}_n^{ring}| < v_{min},$$

где $\bar{F}_g^{ring} = -\bar{F}_g = -\{F_{gx}, F_{gy}\}$ – вектор гидродинамической силы; F_μ^{rest} и $F_\mu^{sliding}$ –

силы трения покоя и скольжения соответственно; $\bar{v}_n^{ring} = \{v_x^{ring}, v_y^{ring}\}$ – вектор

скорости кольца; v_{min} – минимальная скорость проскальзывания.

Кольцо начинает движение, когда гидродинамическая сила преодолевает силу трения покоя F_μ^{rest} с учетом, что $F_\mu^{rest} \geq F_\mu^{sliding}$. Вектор силы трения покоя \bar{F}_μ^{rest} в

момент начала движения противоположен вектору гидродинамической силы \bar{F}_g . В

этом случае кольцо получает ускорение и движется под действием инерционной силы:

$$\bar{F}_\omega = \bar{a}_n^{ring} m^{ring} = (\bar{F}_g^{ring} + \bar{F}_\mu^{rest}),$$

где m^{ring} – масса кольца; \bar{F}_ω – сила инерции кольца.

Если коэффициенты трения скольжения и покоя различны, то дальнейшее движение происходит с учетом силы трения скольжения, которая противоположна вектору скорости кольца \bar{v}_n^{ring} :

$$\bar{F}_\omega = \bar{a}_n^{ring} m^{ring} = (\bar{F}_g^{ring} + \bar{F}_\mu^{sliding}).$$

Модули сил трения покоя и скольжения меняются с изменением перепада давления, и рассчитывается как

$$F_\mu^{rest} = \mu_{rest} * F_r;$$

$$F_\mu^{sliding} = \mu_{sliding} * F_r;$$

$$F_r = (P_1 * S_{h1} - P_2 * S_{h2} + F_s),$$

где μ_{rest} и $\mu_{sliding}$ - коэффициенты трения покоя и скольжения соответственно; S_{h1} и S_{h2} - площади, соответствующие размерам кольца h_1 и h_2 . Влияние изменения площадей S_{h1} и S_{h2} на силы трения в процессе движения кольца не учитывается.

Реакции на ротор и корпус уплотнения с плавающим кольцом различны. В случае, когда кольцо неподвижно, реакция на вал равна гидродинамической силе, а реакция на корпус противоположна ей:

$$-\bar{R}^{case} = \bar{R}^{shaft} = \bar{F}_g.$$

В случае движения кольца на корпус передается только реакция от силы трения:

$$-\bar{R}^{case} = \bar{F}_\mu^{sliding},$$

а на ротор реакция от гидродинамической силы, рассчитываемой с учетом инерция кольца:

$$\bar{R}^{shaft} = \bar{F}_g$$

С учетом смещений вала и кольца от центрального положения и скорости их движения значение гидродинамической силы в проекциях на оси X и Y можно определить через коэффициенты жесткости K_{xx}, K_{xy} и демпфирования C_{xx}, C_{xy} , полученные для центрального положения ротора в зазоре.

$$F_{g_x} = -(K_{xx} * \Delta u_x + K_{xy} * \Delta u_y + C_{xx} * \Delta v_x + C_{xy} * \Delta v_y);$$

$$F_{g_y} = -(K_{yx} * \Delta u_x + K_{yy} * \Delta u_y + C_{yx} * \Delta v_x + C_{yy} * \Delta v_y).$$

где:

$$\Delta u_x = u_x^{shaft} - u_x^{ring}; \Delta u_y = u_y^{shaft} - u_y^{ring};$$

$$\Delta v_x = v_x^{shaft} - v_x^{ring}; \Delta v_y = v_y^{shaft} - v_y^{ring}.$$

Работу алгоритма по определению реакции кольца можно представить в виде блок-схемы, рис. 8. В начальный момент времени кольцо занимает центральное положение. Входными параметрами для расчета реакции кольца n -ом шаге интегрирования являются $u_x^{shaft}_n, u_y^{shaft}_n, v_x^{shaft}_n, v_y^{shaft}_n, \Delta t_n$.

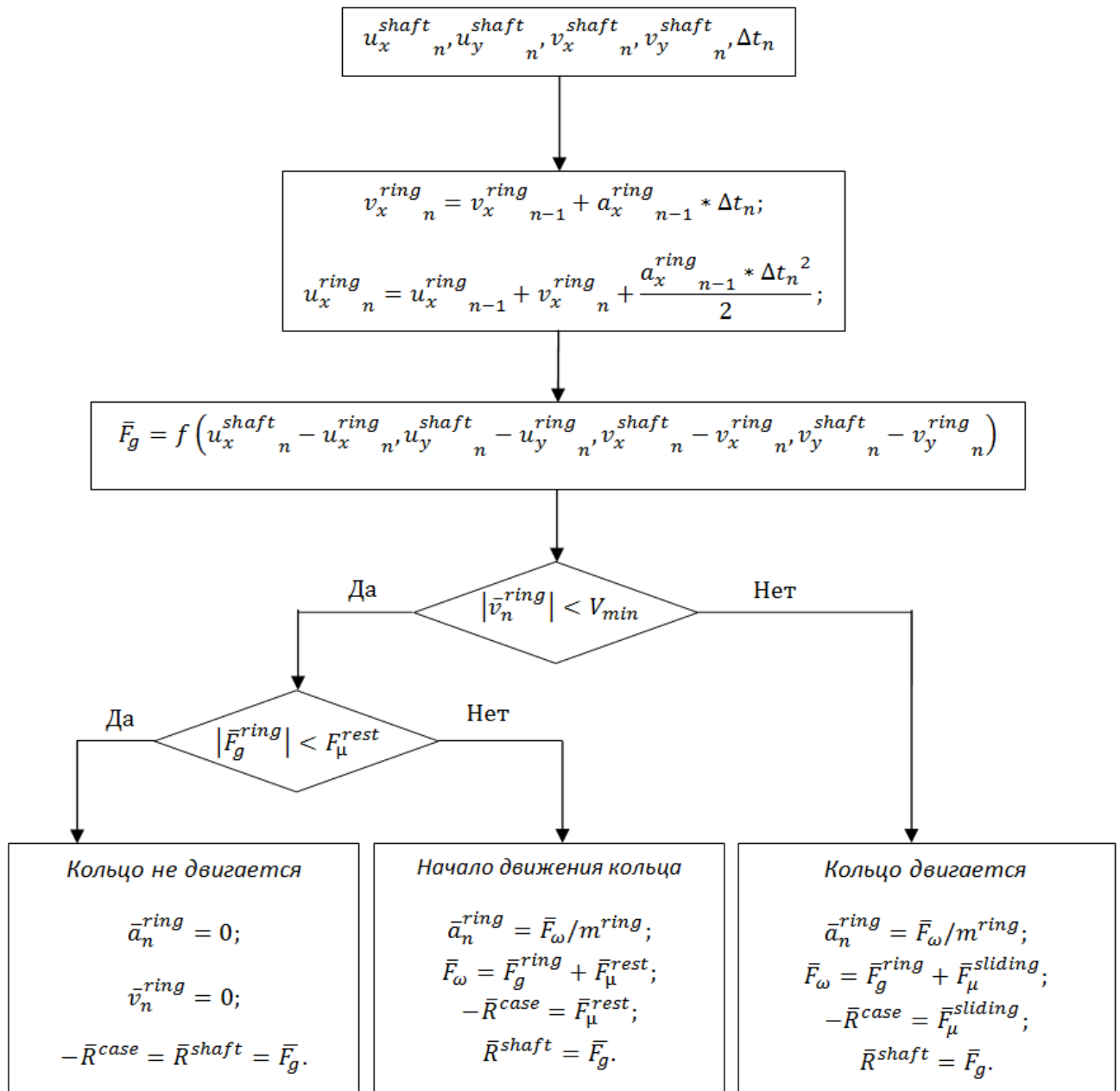


Рис. 9. Блок-схема алгоритма для определения реакции уплотнения

На рис. 10 показаны векторные схемы движения кольца при разгоне и торможении. При разгоне центры ротора и кольца двигаются по окружности с эксцентриситетами e^{rotor} и e^{ring} соответственно, в процессе движения они увеличиваются. На рис. 10 а) видно, что сумма векторов гидродинамической силы

$\bar{F}_g^{ring} = -\bar{F}_g$ и силы трения скольжения $\bar{F}_\mu^{sliding}$, действующих на центр кольца, равна силе инерции \bar{F}_ω . Она вызывает ускорение \bar{a}^{ring} , тангентная составляющая которого a_τ^{ring} увеличивает скорость движения кольца \bar{v}^{ring} .

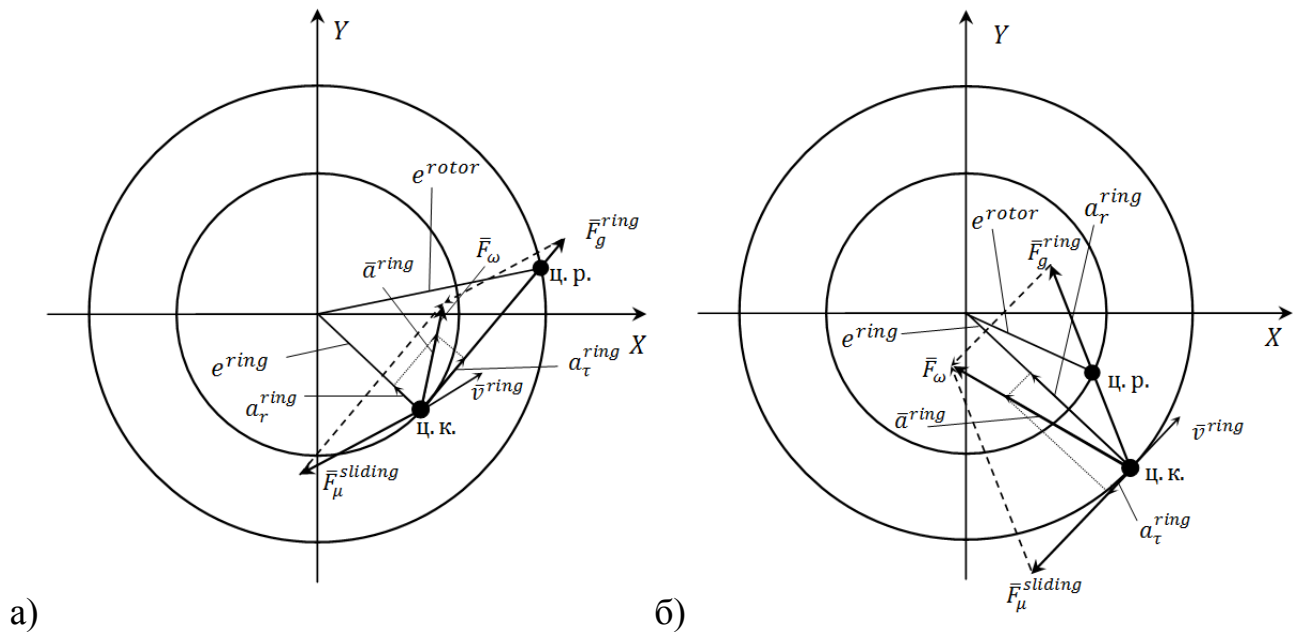


Рис. 10. Векторная схема движения кольца

а) разгон кольца; б) торможение кольца

После того как гидродинамическая сила начинает уменьшаться снижается и скорость движения кольца. Основные отличия торможения кольца от его разгона в том, что эксцентриситет ротора меньше эксцентриситета кольца и продолжает уменьшаться, поэтому окружная составляющая ускорения направлена на уменьшение скорости. Во время как торможения, так и разгона кольца вектор гидродинамической силы может быть больше вектора силы трения, но за счет

разницы фаз между ними ускорение работает или на торможение кольца или на его разгон.

На рис. 11 показана амплитудно-временная характеристика ротора в сечении УДО 1, полученная прямым интегрированием уравнений движения ротора при малых дисбалансах.

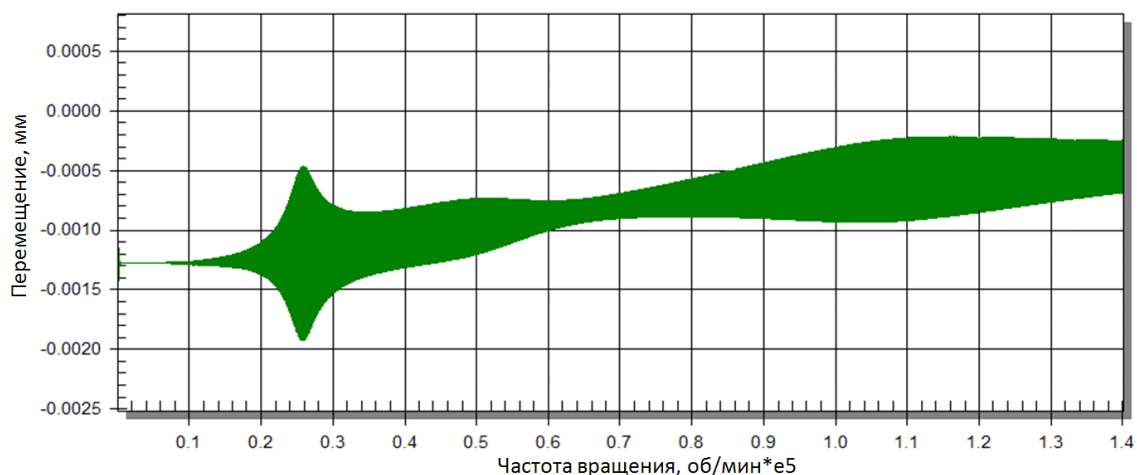


Рис. 11. Амплитудно-временная характеристика ротора в сечении УДО 1
(дисбаланс 1 - 0.01 гсм; дисбаланс 2 - 0.01 гсм)

На рис. 12 и 13 показано изменение силы трения кольца и гидродинамической силы в уплотнениях S5 и S8. В диапазоне до 140000 об/мин гидродинамическая сила не превышает силу трения, т.е. кольца не двигаются. Аналогичные результаты получены и для других уплотнений.

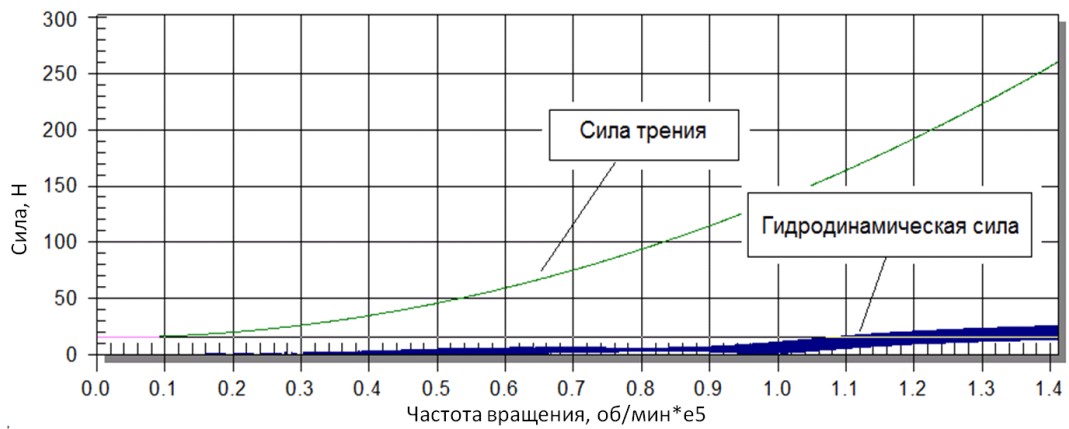


Рис. 12 Силы, действующие на кольцо уплотнения S5

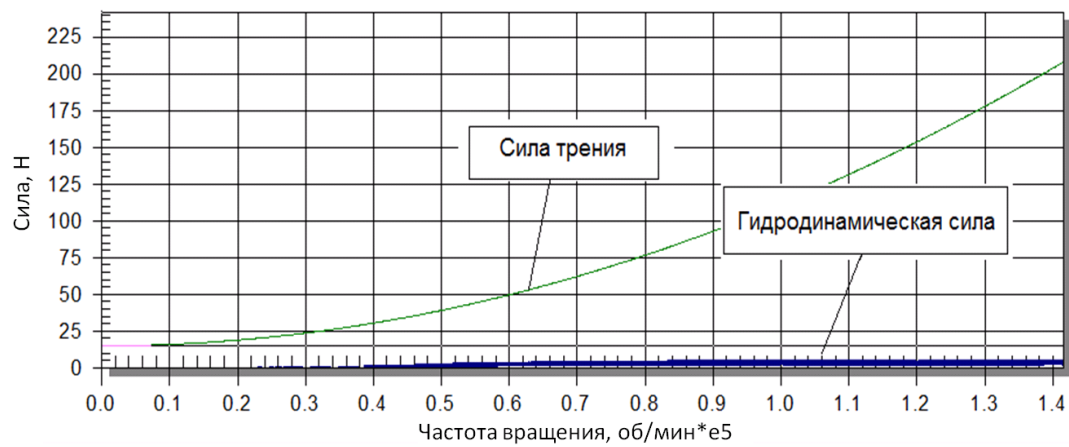


Рис. 13 Силы, действующие на кольцо уплотнения S8

Большие дисбалансы изменяют характеристики движения ротора, рис. 14

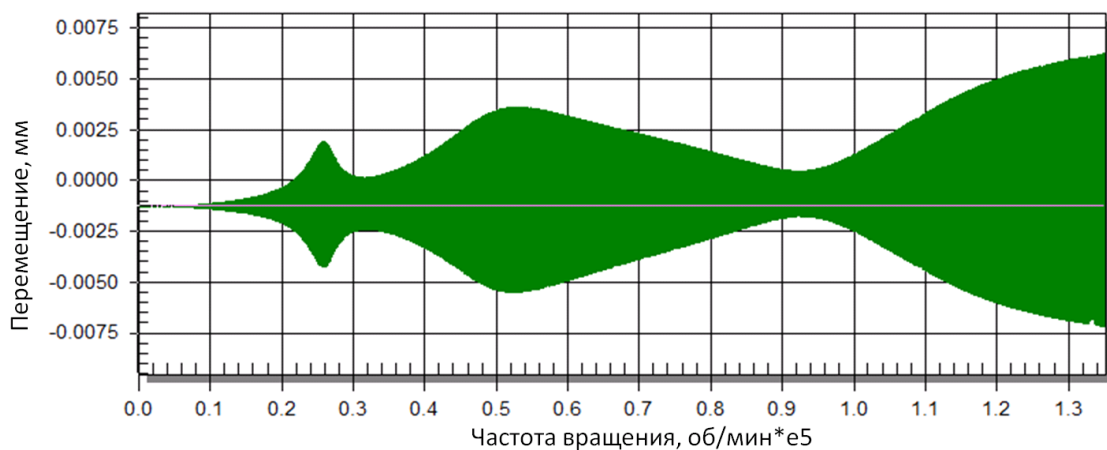


Рис. 14. Амплитудно- временная характеристика ротора в сечении УДО 1

(дисбаланс 1 - 0.05 гсм; дисбаланс 2 - 0.5 гсм)

Соответствующие этому поведению ротора силы, действующие в уплотнениях S4, S5, S6, S7 и S8, показаны на рис. 15, 16, 17, 18 и 19.

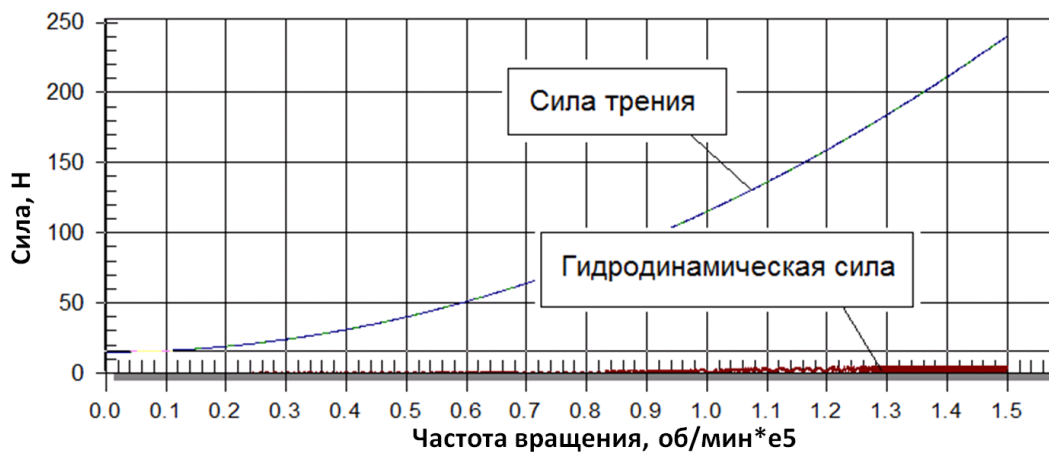


Рис. 15 Силы, действующие на кольцо уплотнения S4

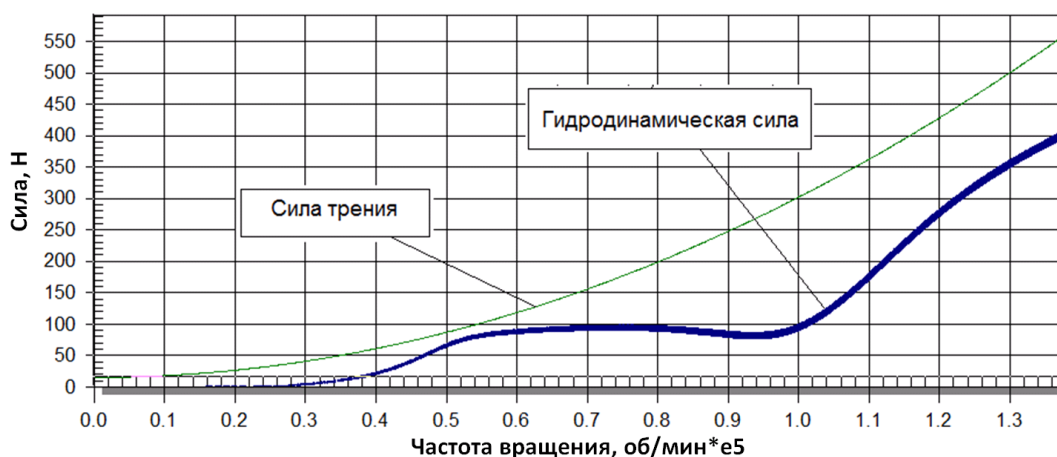


Рис. 16 Силы, действующие на кольцо уплотнения S5

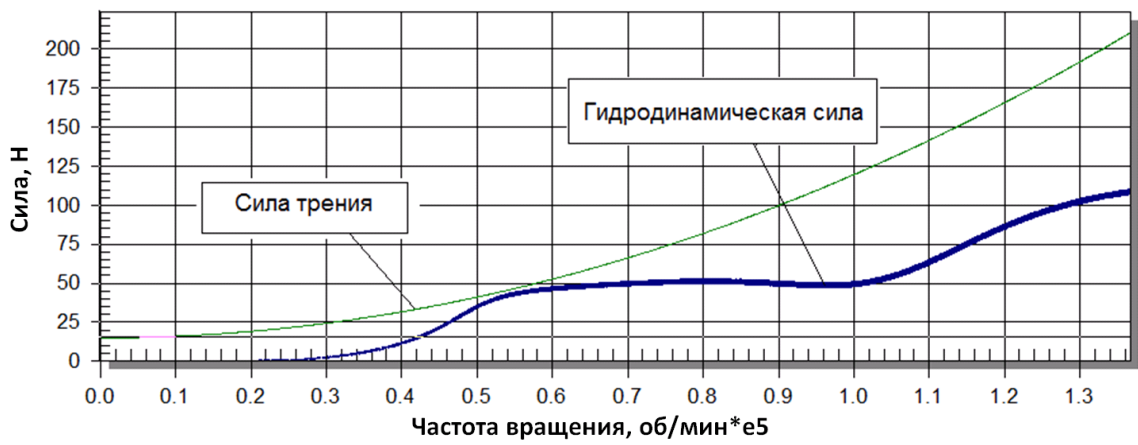


Рис. 17 Силы, действующие на кольцо уплотнения S6

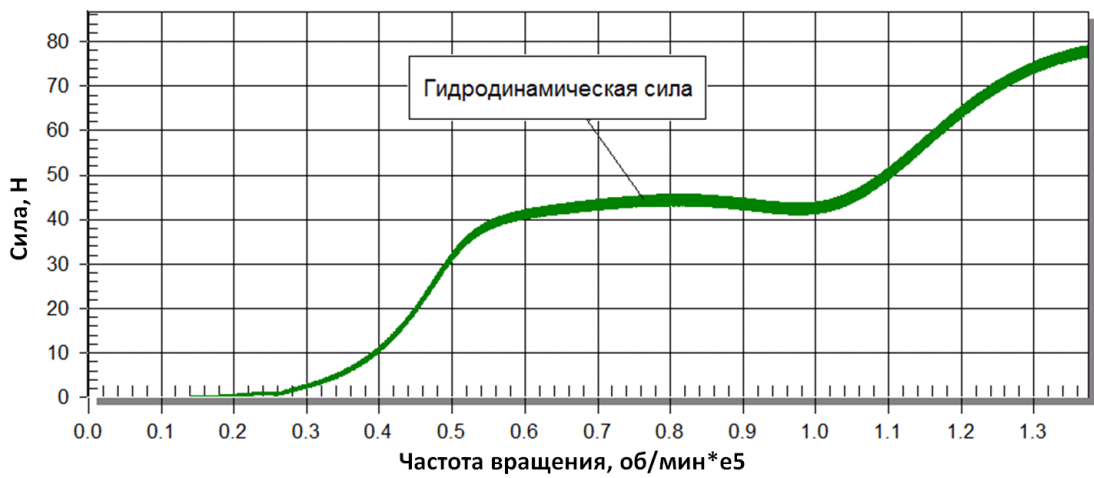


Рис. 18 Гидродинамическая сила в щелевом уплотнении S7 (без кольца)

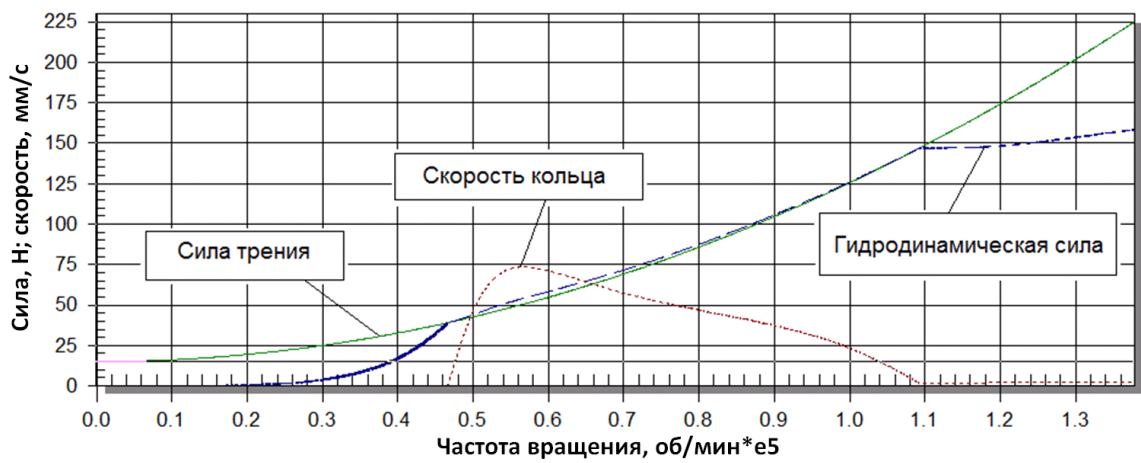


Рис. 19 Силы, действующие на кольцо уплотнения S8

Из рисунков видно, что для уплотнений S4, S5 и S6 сила трения больше гидродинамической силы и кольца не двигаются (отсутствуют кривые скорости). В случае уплотнения S8, когда гидродинамическая сила превышает силу трения кольца, возникает его движение, которое продолжается до ~ 110000 об/мин.

Заключение

Данная работа представляет методику и алгоритмы нелинейного анализа быстровращающихся роторов ТНА со щелевыми уплотнениями и, в частности, уплотнениями с плавающими кольцами. Алгоритмы учитывают силы трения, инерционные свойства колец и позволяют отследить в процессе анализа их движение и влияние на динамику ротора. В случае малых перепадов давления, слабого осевого поджатия колец пружинами или больших неуравновешенностей гидродинамическая сила, возникающая в уплотнении, может превысить силу трения и кольца могут прийти в движение, меняя положение резонансных режимов ротора и их амплитуду. Пользуясь такими данными конструктор может принимать решение о необходимости изменения конструкции кольца и выбора режима его работы.

Библиографический список

- 1.Иванов А.В. Турбонасосные агрегаты кислородно-водородных ЖРД: монография, Воронеж: ГОУВПО “Воронежский государственный технический университет”, 2011. 283 с.
- 2.Иванов А.В. Исследование влияния уплотнений на динамические характеристики высокооборотного ротора. Вестник СГАТУ им. Королева. №3 (34) Часть 1. 2012 г. с.303-308
- 3.Никифоров А.Н. "Снижение уровня вибраций быстровращающихся роторов за счет их гидродинамического взаимодействия с уплотнительными кольцами", Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Ин-т Машиноведения АН РФ, 2008 г. 172 с.
- 4.Childs D.W. “Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling and analysis”. JOHN WILEY & SONS, INC.1993. pp. 476.

Работа выполнена при поддержке НОЦ «Двигатели и энергетические установки» МАИ