

## РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ДИНАМИКИ РОТОРА ТУРБОКОМПРЕССОРА ТКР-8,5С

Е.А. Задорожная, Н.А. Хозенюк, П.А. Тараненко

Представлены результаты расчета динамики ротора серийного турбокомпрессора ТКР-8,5С на подшипниках с плавающей вращающейся втулкой. Результаты получены на основе методологии расчета динамики гибкого асимметричного ротора на многослойных подшипниках скольжения, изложенной в работе [1].

1. Введение. В работе [1] рассмотрена методология расчета динамики гибкого несимметричного ротора на многослойных подшипниках скольжения, основанная на прямых методах интегрирования системы уравнений движения. В настоящей статье приведены результаты, относящиеся к расчету динамики ротора турбокомпрессора на подшипниках с двумя смазочными слоями.

Уравнения движения содержат реакции смазочных слоев, определяемые интегрированием эпюр гидродинамических давлений в смазочных слоях. Последние рассчитываются интегрированием дифференциального уравнения Рейнольдса на основе его конечно-разностной аппроксимации на последовательности сеток [2]. Предусмотрен учет различных схем подачи смазки, применение в качестве смазочного материала структурно-неоднородных и неньютоновских жидкостей.

Уравнения движения интегрируются методом Рунге-Кутты четвертого порядка с поправкой Мерсона.

Неизотермичность течения смазки учитывается корректировкой ее вязкости в зависимости от среднеинтегральной температуры смазочных слоев [3], определяемых решением уравнений тепловых балансов, отражающих равенство тепла, рассеянного в смазочных слоях и среднего за цикл количества тепла, отведенного со смазкой, учитывая рециркуляцию смазочного материала в источнике смазки, отвод тепла в шип и подшипник.

Степень совершенства подшипников с плавающими втулками оценивается расчетами характеристик устойчивости подвижных элементов и набора гидромеханических характеристик [4], позволяющих непосредственно или косвенно оценивать теплонапряженность и усталостную долговечность подшипников, износостойкость и задиростойкость поверхностей трения.

2. **Динамическая модель ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С.** Ротор турбокомпрессора ТКР-8,5С схематично представлен на рис. 1. Компрессорное колесо изготавливается из алюминиевого сплава АМг, турбинное - из жаропрочного сплава GMR-235, вал ротора - из стали 38ХС.

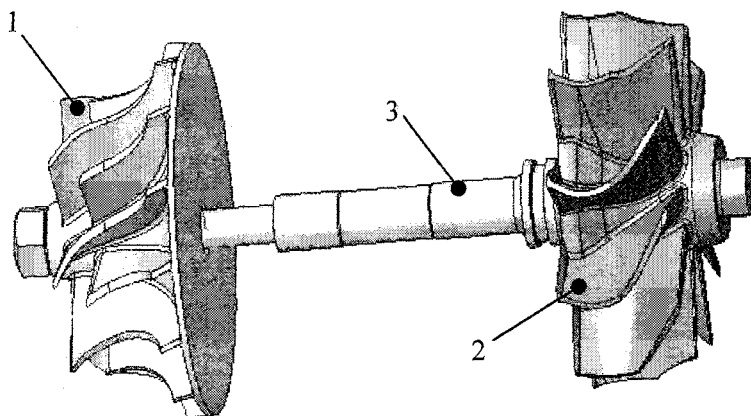


Рис. 1. Твердотельные модели элементов ротора: 1 – компрессорное колесо; 2 – турбинное колесо; 3 – вал ротора

В динамической модели ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С, представленной на рис. 2, две точечные массы  $m_{y1}$ ,  $m_{y2}$  моделируют цапфы ротора, массы  $m_{e1}$ ,  $m_{e1}$  - плавающие втулки с по-

лярными моментами инерции  $J_{\epsilon 1}, J_{\epsilon 2}$ . Участок вала между двумя подшипниками моделируется точечной массой  $m_2$ , расположенные несимметрично относительно подшипников колеса - дисками с полярными  $J_1, J_3$  и экваториальными  $J_{\epsilon 1}, J_{\epsilon 3}$  моментами инерции и массами  $m_1, m_3$ . Положение масс определяется их расстояниями  $l_i, i=2,3, l_{yk}, k=1,2$  до центра масс первого

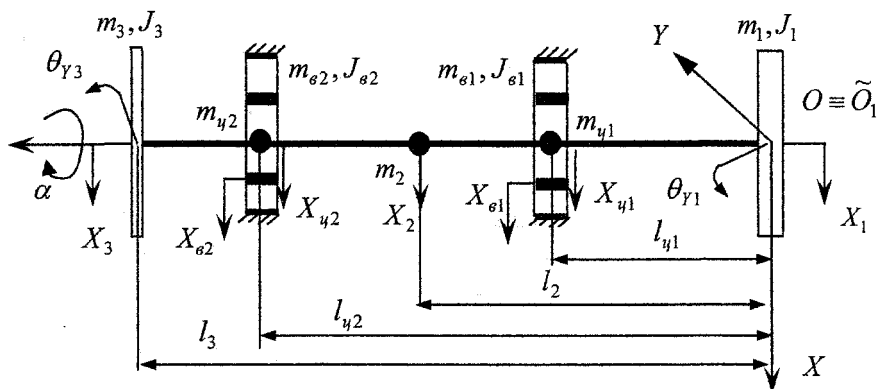


Рис. 2. Динамическая модель ротора

диска. Жесткостные характеристики вала ступенчато изменяются по его длине.

Схему деления ротора на массовые участки иллюстрирует рис. 3, на котором  $l_i^*$  - расстояния между центрами масс колес ротора,  $l_1^* = l_{y1} - \Delta_1, l_2^* = l_2 - l_{y1}, l_3^* = l_{y2} - l_2, l_4^* = l_3 - l_{y2} - \Delta_3$ , где  $\Delta_i$  - смещение центра тяжести элементов  $i = 1,3$  относительно геометрических центров соответствующих колес. К элементу 1 отнесены турбинное колесо и часть вала ротора длиной  $l_{y1}/2$ . К составному элементу 3 отнесены компрессорное колесо и часть вала ротора длиной  $(l_3 - l_{y2})/2$ . Массы  $m_1, m_3$  и моменты инерции элементов 1, 3 рассчитывались относительно главных центральных осей соответствующих элементов при помощи пакета Solid Works 2005. Массы остальных элементов  $m_{y1}, m_2, m_{y2}$  равны сумме масс двух прилегающих участков ротора длиной  $l_i^*/2$ . Исходные данные, необходимые для расчета динамики ротора, сведены в табл. 1.

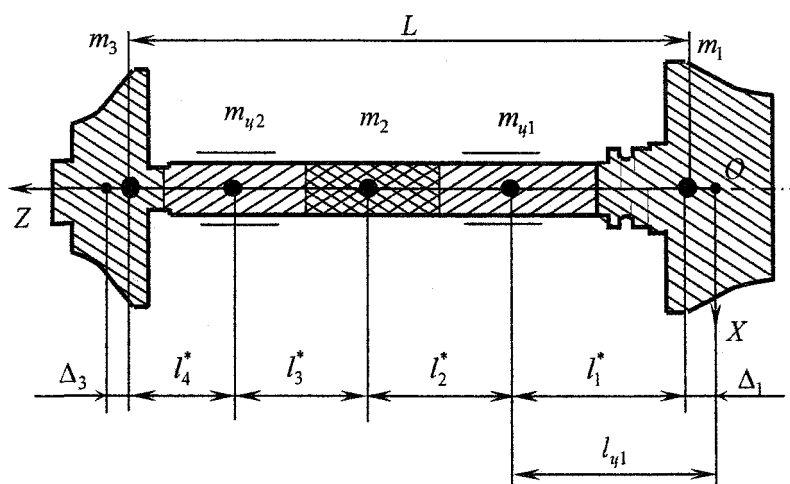


Рис. 3. Схема деления ротора на массовые участки

Характеристики податливости вала ротора рассчитывались с использованием стержневой модели. Результаты расчета приведены в табл. 2, в которой  $a_{ij}, b_{ij}, \phi_{ij}, \gamma_{ij}$  - коэффициенты влияния:  $a_{ij}, b_{ij}$  - линейные и  $\phi_{ij}, \gamma_{ij}$  - угловые перемещения в направлениях осей  $O_i X, O_i Y$  геомет-

рического центра  $\tilde{O}_j$ -го элемента от соответствующих единичных сил и моментов, приложенных к участку ротора в месте расположения  $j$ -го элемента.

Таблица 1

Геометрические и массовые параметры ротора

№	Параметр	Обозначение	Величина
1	Масса элемента 1, кг	$m_1$	0,472
2	Масса элемента 2, кг	$m_2$	0,018
3	Масса элемента 3, кг	$m_3$	0,161
4	Масса цапфы первого подшипника, кг	$m_{ц1}$	0,017
5	Масса цапфы второго подшипника, кг	$m_{ц2}$	0,013
6	Экваториальный момент инерции элемента 1, кг·м <sup>2</sup>	$J_{э1}$	$85,5 \cdot 10^{-6}$
7	Экваториальный момент инерции элемента 3, кг·м <sup>2</sup>	$J_{э3}$	$30,2 \cdot 10^{-6}$
8	Центробежный момент инерции элемента 1, кг·м <sup>2</sup>	$J_1$	$171,5 \cdot 10^{-6}$
9	Центробежный момент инерции элемента 3, кг·м <sup>2</sup>	$J_3$	$60,5 \cdot 10^{-6}$
10	Длина участка 1, м	$l_1^*$	$19,85 \cdot 10^{-3}$
11	Длина участка 2, м	$l_2^*$	$11,00 \cdot 10^{-3}$
12	Длина участка 3, м	$l_3^*$	$11,00 \cdot 10^{-3}$
13	Длина участка 4, м	$l_4^*$	$24,50 \cdot 10^{-3}$
14	Диаметр стержня первого участка, м	$d_1$	$17,5 \cdot 10^{-3}$
15	Диаметр стержня второго участка, м	$d_2$	$11,5 \cdot 10^{-3}$
16	Диаметр стержня третьего участка, м	$d_3$	$11,5 \cdot 10^{-3}$
17	Диаметр стержня четвертого участка, м	$d_4$	$8,0 \cdot 10^{-3}$

Таблица 2

Коэффициенты влияния вала ротора

Стержневая модель вала					
$j \backslash i$	$a_{ij}$			$b_{ij}$	
	1	2	3	1	3
1	$1,97 \cdot 10^{-8}$	$-3,50 \cdot 10^{-9}$	$1,04 \cdot 10^{-8}$	$1,06 \cdot 10^{-6}$	$-4,24 \cdot 10^{-7}$
2	$-3,50 \cdot 10^{-9}$	$1,29 \cdot 10^{-9}$	$-4,32 \cdot 10^{-9}$	$5,23 \cdot 10^{-7}$	$-8,51 \cdot 10^{-6}$
3	$1,04 \cdot 10^{-8}$	$-4,32 \cdot 10^{-9}$	$1,48 \cdot 10^{-7}$	$5,23 \cdot 10^{-7}$	$-8,51 \cdot 10^{-6}$
$j \backslash i$	$\varphi_{ij}$			$\gamma_{ij}$	
	1	2	3	1	3
1	$1,06 \cdot 10^{-6}$	$-1,76 \cdot 10^{-7}$	$5,23 \cdot 10^{-7}$	$6,43 \cdot 10^{-5}$	$-2,13 \cdot 10^{-5}$
3	$-4,24 \cdot 10^{-7}$	$1,76 \cdot 10^{-7}$	$-8,51 \cdot 10^{-6}$	$-2,13 \cdot 10^{-5}$	$6,52 \cdot 10^{-4}$

При исследовании динамики ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С рассматривались одно- и двухслойные подшипники, а также три расчетные схемы ротора.

*Схема №1 - жесткий симметричный ротор.* Абсолютная жесткость ротора достигнута увеличением модуля упругости материала вала до  $E = 2 \cdot 10^{13}$  Па. Масса элементов  $m_1 = m_3 = 0,32$  кг,  $m_2 = 0,02$  кг,  $m_{ц1} = m_{ц2} = 0,02$  кг, моменты инерции элементов  $J_{э1} = J_{э2} = 35,19 \cdot 10^{-6}$  кг·м<sup>2</sup>,  $J_{D1} = J_{D2} = 17,595 \cdot 10^{-6}$  кг·м<sup>2</sup>, длины участков ротора  $l_1^* = l_2^* = l_3^* = l_4^* = 0,25$  м. Расчетная схема эквивалентна модели автономного подшипника.

*Схема №2 - гибкий симметричный ротор.* Геометрические и массовые характеристики элементов совпадают с характеристиками из схемы №1. Модуль упругости материала принят равным  $2 \cdot 10^{11}$  Па.

# Расчет и конструирование

Схема №3 - гибкий асимметричный ротор. Исходные данные для схемы представлены в табл. 1.

Данные для подшипников во всех расчетных схемах ротора принимались одинаковыми.

3. Динамика ротора на подшипниках с одним смазочным слоем

Исходные данные для подшипников приведены в табл. 3.

Таблица 3

Исходные данные для расчета подшипников с одним смазочным слоем

№	Параметр	Обозначение	Значение
1	Радиус шипа, м	$r_1$	$6 \cdot 10^{-3}$
2	Радиальный зазор, мкм	$c_1$	24
3	Дисбаланс ротора, м	$e_1$	$1 \cdot 10^{-6}$
4	Давление подачи смазки, Па	$P_{ex}$	$4 \cdot 10^5$
5	Частота вращения ротора, 1/с	$\omega_1$	7000

Траектории элементов  $m_{y1}$  и  $m_{y2}$ , полученные с использованием расчетной схемы №1, полностью совпадают между собой и с рассчитанными ранее траекториями центра шипа автономного подшипника [3, 4]. Максимальные значения относительного эксцентриситета цапф первого и второго подшипника  $\chi \approx 0,82$ .

Сравнение траекторий элементов  $m_{y1}$  и  $m_{y2}$  в однослойных подшипниках для различных расчетных схем иллюстрирует рис. 4, гидромеханические характеристики подшипников приведены в табл. 4. Уменьшение жесткости вала (схема №2) приводит к снижению максимальных относительных эксцентриситетов  $\chi \approx 0,7$  (см. рис. 4, а).

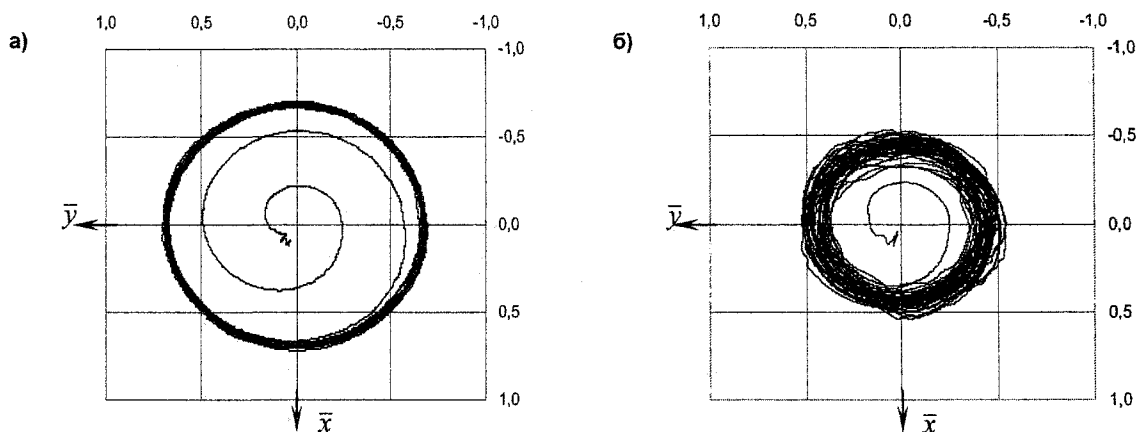


Рис. 4. Траектории движения центров цапф относительно подшипника ( $\bar{x} = X/C_1, \bar{y} = Y/C_1$ ): а - схема №2; б - схема №3

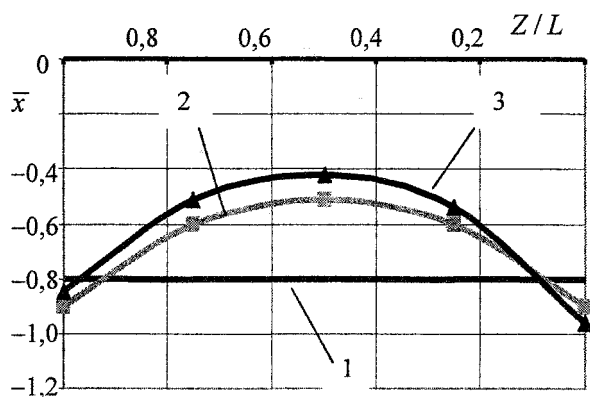


Рис. 5. Упругая линия ротора: 1, 2, 3 - расчетные схемы

Траектории движения первой и второй цапф гибкого асимметричного ротора (схема №3) по форме очень схожи между собой (на рис. 4, б приведены результаты лишь для центра тяжести элемента  $m_{y2}$ ).

Для первой цапфы максимальный относительный эксцентриситет равен 0,54, для второй - 0,51. Табл.4 иллюстрирует различия в гидро-механических характеристиках этих подшипников. Упругая линия ротора для различных расчетных схем приведена на рис. 5, где  $L$  - длина ротора.

Таблица 4

Результаты расчета подшипников с одним смазочным слоем

Параметр	Обозначение	Схема №1	Схема №2	Схема №3
Потери мощности в подшипнике, Вт	$\bar{N}$	79,86	115,4	90,01 <sup>1</sup>
		79,81	115,0	87,36 <sup>2</sup>
Температура смазочного слоя, °С	$\bar{T}$	129,4	127,4	122,5
		128,9	127,7	146,1
Расход через подшипник, кг/с	$\bar{Q}_B$	0,1368·10 <sup>-2</sup>	0,1601·10 <sup>-2</sup>	0,144·010 <sup>-2</sup>
		0,1361·10 <sup>-2</sup>	0,1598·10 <sup>-2</sup>	0,0809·10 <sup>-2</sup>
Минимальная толщина смазочного слоя, мкм	$\bar{h}_{\min}$	2,455	8,319	13,41
		2,447	8,301	13,68
Минимальная толщина смазочного слоя, мкм	$\inf h_{\min}$	2,457	7,505	11,73
		2,560	7,501	12,01
Максимальное гидродинамическое давление в смазочном слое, МПа	$\sup P_{\max}$	6,452	7,498	4,643
		6,430	7,512	4,105

1 - подшипник элемента  $m_{\psi 1}$ , 2 - подшипник элемента  $m_{\psi 2}$ .

**4. Динамика ротора на подшипниках с плавающей вращающейся втулкой.** Исходные данные для расчета приведены в п.3, дополнительные сведения, касающиеся применения в подшипниках плавающих вращающихся втулок, представлены в табл. 5. Рассматривалась одна из серийных конструкций втулки - с окружной канавкой на ее внутренней поверхности.

Таблица 5

Исходные данные для расчета подшипников с промежуточным элементом

№	Параметр	Обозначение	Значение
1	Наружный радиус втулки, м	$r_2$	9,62·10 <sup>-3</sup>
2	Внешний радиальный зазор, мкм	$c_2$	35,75
3	Ширина подшипника, м	$B$	12,5·10 <sup>-3</sup>
4	Дисбаланс втулки, м	$e_2$	0,0
5	Количество отверстий для подачи смазки во внутренний смазочный слой	$n_o$	6
6	Диаметр отверстий, м	$d_o$	3,0·10 <sup>-3</sup>
7	Ширина окружной канавки, м	$b_k$	3,0·10 <sup>-3</sup>
8	Масса вращающейся втулки, кг	$m_{\psi 1}$	18,0·10 <sup>-3</sup>

При использовании схемы №1 расчетные траектории подвижных элементов (цапф и плавающих втулок) для первого и второго подшипника, ввиду симметрии ротора, совпали. Гидромехани-

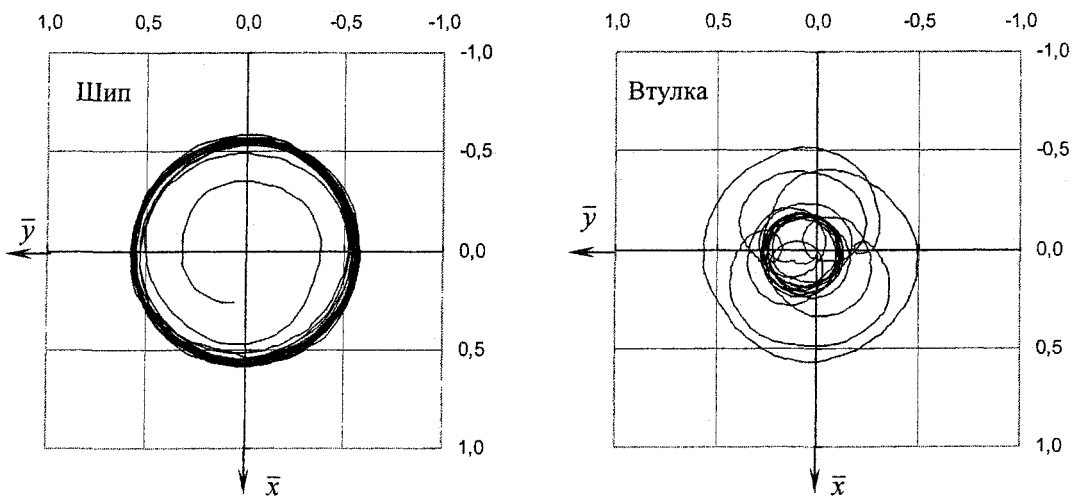


Рис. 6. Траектории движения центров цапфы и втулки для подшипника турбинного колеса

# Расчет и конструирование

ческие характеристики (табл. 6) практически не отличаются от характеристик, рассчитанных ранее для автономного подшипника [2-4]. Траектории цапфы и плавающей втулки показаны на рис. 6.

Эти и последующие траектории построены в относительных координатах  $(\bar{x}, \bar{y})$ , где  $\bar{x} = X/C_1$ ,  $\bar{y} = Y/C_1$  - для шипа и  $\bar{x} = X/C_2$ ,  $\bar{y} = Y/C_2$  - для втулки. Из рис. 6 видно, что максимальный эксцентриситет  $\chi_{\max}$  для цапф жесткого симметричного ротора равен 0,58.

Результаты расчета

Таблица 6

Параметр	Автономный подшипник	Схема №1	Схема №2	Схема №3
<b>Средние интегральные величины</b>				
Потери мощности в подшипнике, Вт	146,6	145,7 145,0	142,1 141,9	149,9 <sup>1</sup> 142,6 <sup>2</sup>
Потери мощности во внутреннем смазочном слое, Вт	118,2	121,8 121,2	117,2 116,81	123,8 117,2
Потери мощности во внешнем смазочном слое, Вт	28,41	23,9 23,2	24,92 24,00	26,19 25,42
Температура во внутреннем смазочном слое, °С	123,2	125,5 125,0	121,9 121,0	112,9 125,7
Температура во внешнем смазочном слое, °С	94,42	93,97 93,04	94,28 93,79	94,05 95,4
Теплонапряженность подшипника, °С	104,7	105,4 104,8	105,0 104,5	104,2 107,8
Расход через внутренний смазочный слой подшипника, кг/с	2,176	2,094 2,103	2,241 2,311	3,301 2,01
Расход через внешний смазочный слой подшипника, кг/с	3,925	3,67 3,71	3,559 3,912	3,17 2,88
Расход через подшипник, кг/с	6,101	5,77 5,813	5,8 6,223	6,47 4,88
Минимальная толщина внутреннего смазочного слоя, мкм	10,06	10,09 10,16	11,64 12,01	17,56 10,37
Минимальная толщина внешнего смазочного слоя, мкм	27,3	27,23 27,91	28,52 28,93	23,75 31,32
Угловая скорость вращения втулки	1181	1128 1128	1123 1123	1116 1129
<b>Экстремальные величины</b>				
Минимальная толщина внутреннего смазочного слоя, мкм	9,887	10,76 10,91	11,61 11,72	19 10,6
Минимальная толщина внешнего смазочного слоя, мкм	26,96	26,95 27,14	29,28 30,02	23,32 28,16
Относительный эксцентриситет цапфы	0,58	0,58 0,58	0,46 0,46	0,21 0,56
Относительный эксцентриситет втулки	0,25	0,27 0,27	0,18 0,18	0,3 0,21

1 - подшипник элемента  $m_{y1}$ , 2 - подшипник элемента  $m_{y2}$ .

Траектории центра цапфы гибкого симметричного ротора (рис. 7), характеризуются меньшим, по сравнению с автономным подшипником, значением максимального эксцентриситета  $\chi_{\max} = 0,46$ . Это соответствует теоретическим представлениям о снижении амплитуд колебаний элементов ротора при увеличении податливости вала. На рис. 8 представлена траектория центра элемента 1.

На заключительном этапе выполнен расчет динамики серийной конструкции ротора ТКР-8,5 (схема №3). Результаты показаны на рис. 9-14 и в табл. 6.

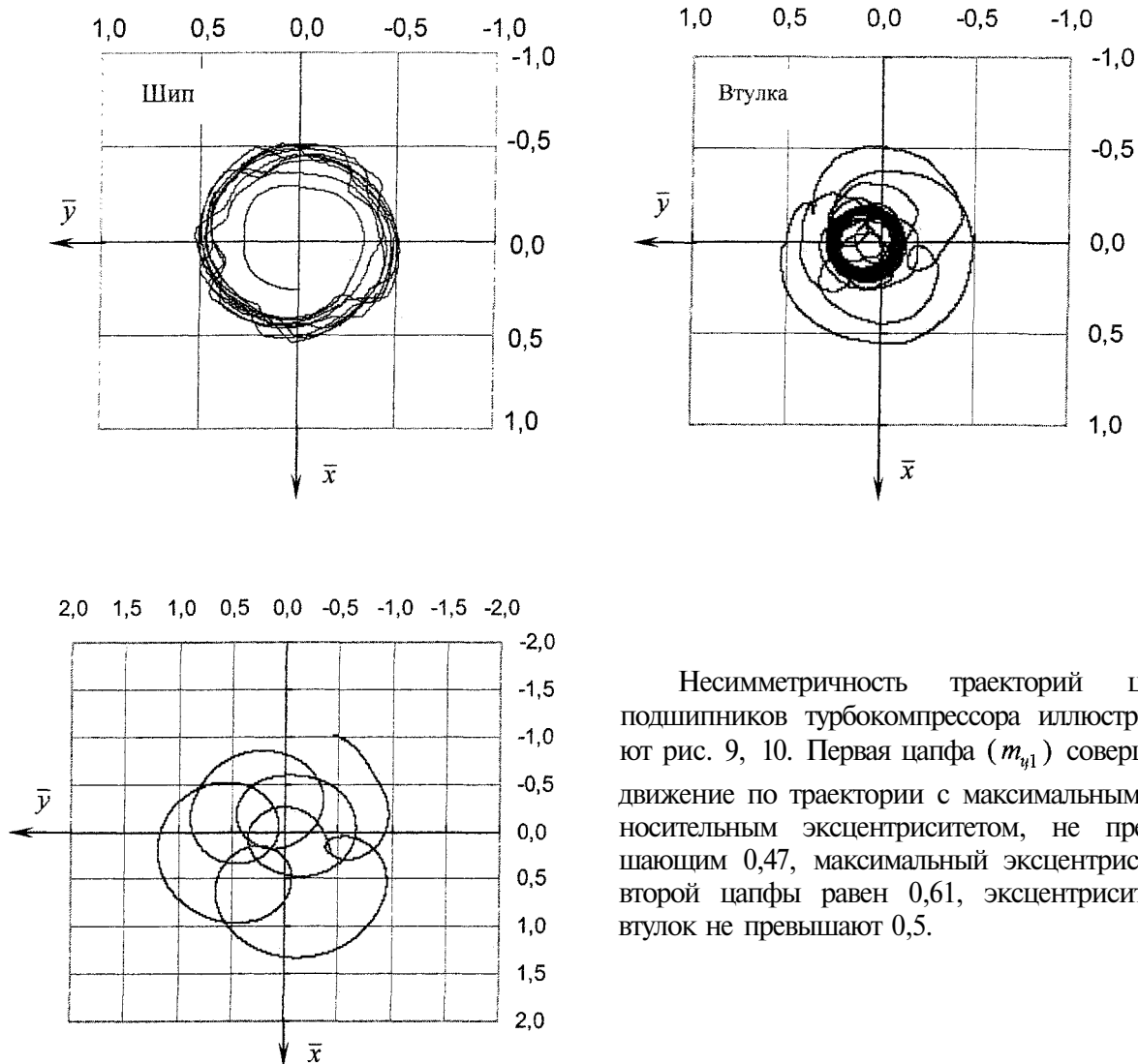


Рис. 8. Траектория центра элемента 1 (схема 2)

Несимметричность траекторий цапф подшипников турбокомпрессора иллюстрируют рис. 9, 10. Первая цапфа ( $m_{y1}$ ) совершает движение по траектории с максимальным относительным эксцентриситетом, не превышающим 0,47, максимальный эксцентриситет второй цапфы равен 0,61, эксцентриситеты втулок не превышают 0,5.

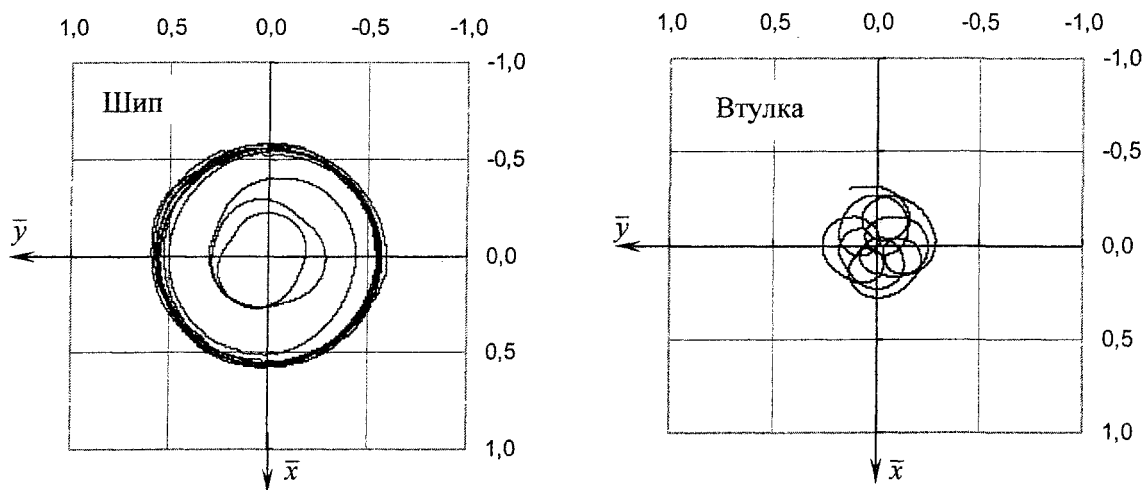


Рис. 9. Траектории движения центров цапф и втулок для гибкого ротора (схема №3), элемент  $m_{y2}$

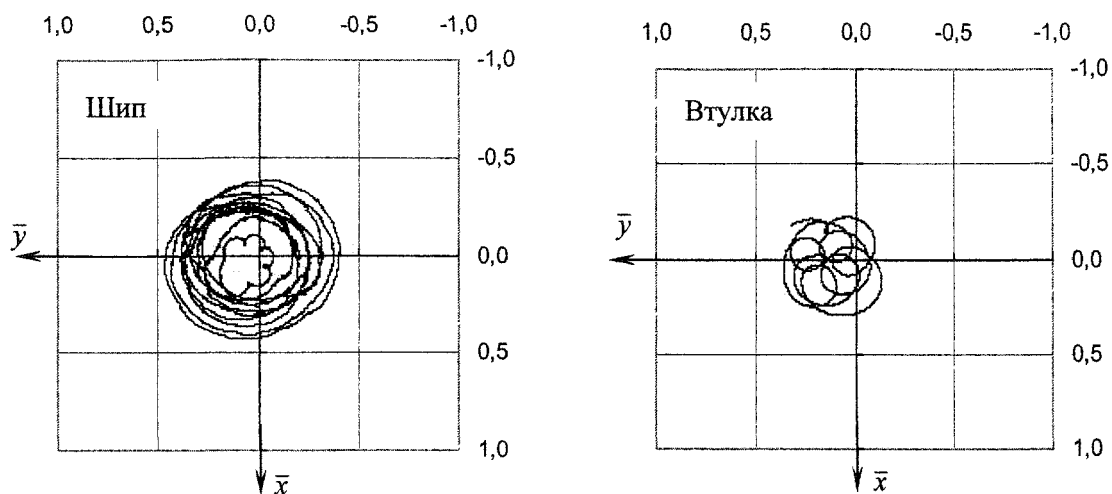


Рис. 10. Траектории движения центров цапф и втулок для гибкого ротора (схема №3), элемент  $m_{y1}$

Как видно из рис. 11, размах колебаний более тяжелого колеса (элемент 1) в два раза меньше, чем размах колебаний элемента 3.

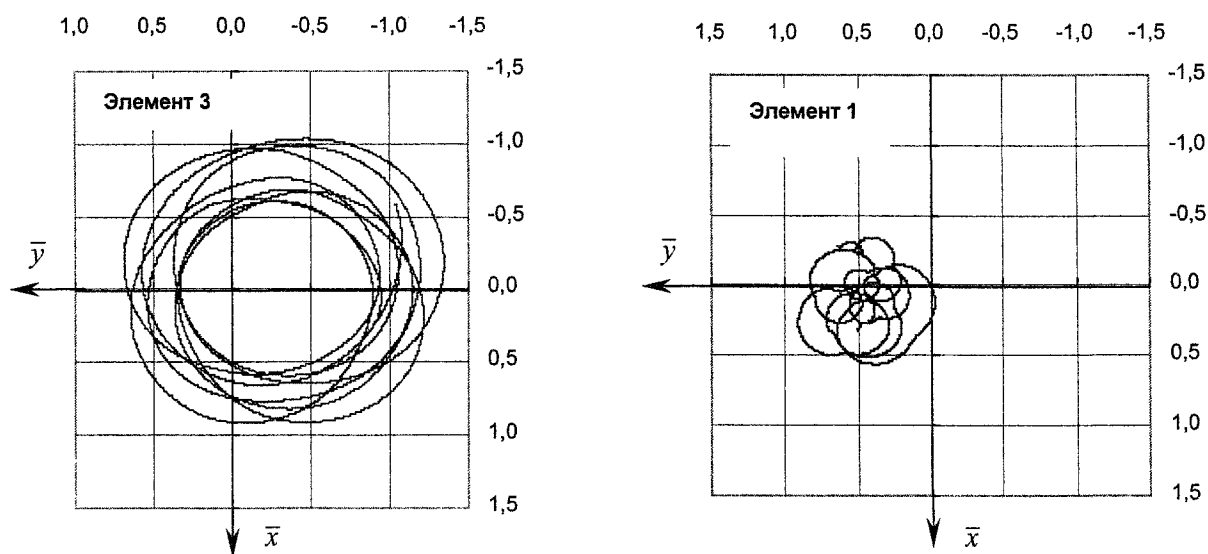


Рис. 11. Траектории центров элементов 1, 3 (схема № 3)

Для фиксированного момента времени на рис. 12 показаны упругие линии ротора.



Рис. 12. Упругие линии ротора



Как и ожидалось, жесткий симметричный ротор перемещается как единое целое, и его упругая линия представляет собой горизонтальную прямую. Гибкий симметричный ротор деформируется симметрично относительно геометрического центра ротора, а упругая линия представляет собой параболу.

Упругие линии гибкого асимметричного ротора для различных моментов времени приведены на рис. 13, а зависимости частоты вращения втулок от времени - на рис. 14.

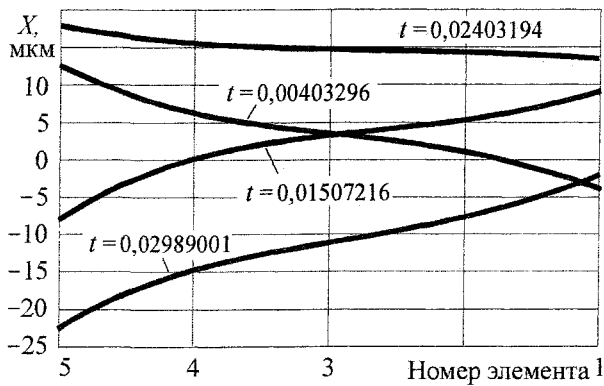


Рис. 13. Упругая линия гибкого асимметричного ротора

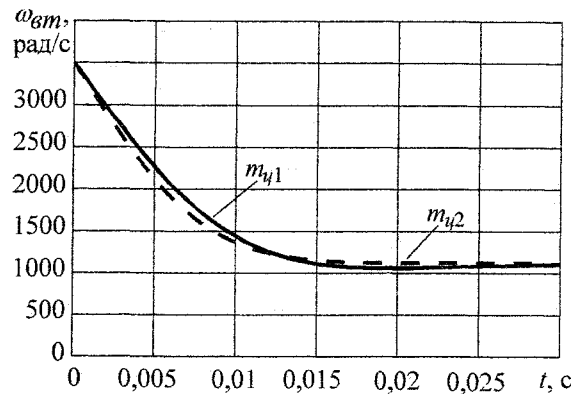


Рис. 14. Зависимость скорости вращения втулки от времени

Представленные в статье результаты получены с помощью разработанного пакета прикладных программ «Гибкий ротор», который зарегистрирован в Федеральной службе по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам. Пакет позволяет проводить параметрические исследования динамики гибкого ротора на подшипниках с одним, двумя и тремя смазочными слоями, проектировать оптимальное расположение источников смазки на поверхностях трибосопряжений.

Основная область применения разработанного пакета - решение прикладных задач, связанных с повышением надежности трибосопряжений «гибкий ротор-подшипники» турбокомпрессоров систем наддува двигателей внутреннего сгорания.

Разработанные математические модели, алгоритмы и программы использованы при проектировании гидродинамических подшипников скольжения с улучшенными трибологическими характеристиками на ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК».

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект 04-01-96-088) и аналитической ведомственной целевой программы «Развитие научного потенциала высшей школы (2006-2008 годы)» (код проекта РНП 2.1.2.2285).

### Литература

1. Методика расчета динамики гибкого асимметричного ротора на трехслойных подшипниках скольжения / В.Н. Прокопьев, ВТ. Караваев, Е.А. Задорожная, Н.А. Хозенюк // В настоящем журнале.
2. Прокопьев В.Н., Бояршинова А.К., Задорожная Е.А. Многосеточные алгоритмы интегрирования уравнения Рейнольдса в задачах динамики сложнагруженных подшипников скольжения // Проблемы машиностроения и надежности машин, 2005. — № 5. — С. 16-21.
3. Прокопьев В.Н., Бояршинова А.К., Задорожная Е.А. Нелинейная динамика подвижных элементов опор ротора турбокомпрессора систем наддува двигателей транспортных машин // Труды Международного форума по проблемам науки, техники и образования. Академия наук о земле. 3-7 декабря, 2001 г. - М., 2001. - С. 10-14.
4. Прокопьев В.Н., Бояршинова А.К., Задорожная Е.А. Характеристики устойчивости подвижных элементов опор ротора турбокомпрессора систем наддува двигателей транспортных машин // Вестник Уральского межрегионального отделения Академии транспорта. - Курган, 2001. - С. 180-186.