

Рассмотренные современные технологии автоматизации на примере автоматизации конвейерного транспорта показывают, что система легко адаптируется к эксплуатируемому в настоящее время на шахтах оборудованию и датчикам, обладают наглядностью представления информации и удобством управления, оперативный персонал без затруднений осваивает навыки работы с системой. Система позволяет вести контроль состояния сопутствующего оборудования, например состояние датчиков параметров шахтной атмосферы. База данных АУКТ легко интегрируется в общую базу данных диспетчера шахты. При этом у диспетчера будет представлена полная информация о параметрах шахтной атмосферы во всех выработках, где расположены конвейеры и подстанции. Улучшаются условия труда диспетчеров, сокращается число сотрудников, выполняющих малоквалифицированную работу, повышается эффективность работы всех подразделений участков транспорта и электроснабжения, сокращается время простоев оборудования, увеличивается надежность работы технологических комплексов и повышается безопасность работ при эксплуатации горного оборудования.

Список литературы

1. Автоматизация технологических процессов подземных горных работ, учебник / В.В. Ткачов, А.В. Бубликов, М.В. Козар, С.М. Проценко та ін. – Д.: Національний гірничий університет, 2012. – 288 с.
2. Энергоэффективный способ автоматизации режимов работы добычных комбайнов на тонких пластах / А.В. Бубликов – Збірник наукових праць Національного гірничого університету, 2013. – 58-64 с.
3. Патент на винахід № 108570 Е21F Пристрій для дистанційного контролю стану двопозиційних об'єктів. В.В. Ткачов, С.М. Проценко, М.В. Козар. – 2015.
4. Интернет ресурс – <https://ospanel.io>.

УДК 621.66

СПЕЦИФИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ СУММАРНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРНОЙ СИСТЕМЫ НА ВЫБЕГЕ

И.А. Таран, М.Н. Трубицин, Национальный горный университет, Украина

С.В. Шишко, Украинский государственный химико-технологический университет, Украина

Введение. Мониторинг состояния основных узлов и балансировка роторов является одной из распространенных задач технологии окончательной сборки, создания и эксплуатации быстровращающихся механизмов во многих областях машиностроения. Решаемая задача является сложным, многоэтапным процессом, где результаты, полученные на текущем шаге, являются исходными данными для следующего этапа. Сложность в построении алгоритма решения задачи заключается в необходимости получения аналитического решения нелинейных систем уравнений и работе с трансцендентными функциями-решениями. В процессе решения предлагается находить следующие суммарные характеристики 2-х опорного ротора (опоры *A* и *B*): осевой момент инерции всего ротора J_P , включающий начальный дебаланс; усредненные коэффициенты μ , m , M , соответствующие слагаемым суммарного момента сопротивления вращения $M_{сопр} = \mu\omega^2 + m\omega + M$, зависящего от текущей скорости вращения ротора ω ; фрикционные характеристики опорных подшипников – приведенные радиусы трения $(r_{пф})_A$ и $(r_{пф})_B$; зависимость между общим весом ротора G_P и осевой координатой расположения его центра масс x_P – функция $G_P(x_P)$. Перечисленные характеристики позволяют отследить износ ротора, оценить состояние его узлов и перейти к дальнейшей задаче балансировки. Предполагается, что разрабатываемый алгоритм балансировки ротора на выбеге основывается на методе амплитуд (производится без замера фаз реакций опор) и

должен подразумевать специальный и обоснованный подсчет суммарных реакций (горизонтальная и вертикальная составляющие) опорных подшипников ротора. В случае наличия дебаланса одна составляющая реакции подшипника (весовая, гравитационная) – постоянна, вторая – изменяется по величине (из-за уменьшения ω) и направлению, как вращающаяся вместе с ротором центробежная сила инерции $F_{цб} = m r \omega^2$, где $m r$ – величина дебаланса.

Обобщение различных, отдельных случаев решений для произвольных значений дискриминанта $\Delta = 4\mu M - m^2$ и соотношений коэффициентов μ , m , M возможно по вариантам последовательности применения метода наименьших квадратов (МНК) и приближенного дифференцирования точечных, экспериментально полученных функций $\varphi(t)$ – угла поворота ротора от времени процесса выбега. Здесь предполагается также использовать сглаженные сплайны и обратно построенные по ним функции при трансцендентности или сложном виде полученных аналитических выражений. Последовательность применения решаемых задач должна определяться точностью получаемых результатов мониторинга и балансировки ротора, а также сведением к минимуму количества проводимых пусков (выбегов).

Актуальность задачи. Балансировки роторных систем широко используется в современном машиностроении, эксплуатации различных механизмов, технологических процессах от тяжелой до легкой промышленности. Не составляют исключения горнорудная отрасль и автомобильный транспорт. В связи с большой распространенностью задачи балансировки и мониторинга роторов действия, направленные на: сокращение времени проведения балансировочного процесса (уменьшение количества пробных пусков); повышения качества балансировки (уточнение величин начальных дебалансов ротора, равномерное распределение корректирующих масс); диагностику состояния основных узлов ротора (подшипников, износ рабочих элементов и их геометрия, осевое расположение масс); определение новых эффектов и причин несбалансированности являются актуальными с практической точки зрения. В теоретическом (научном) плане актуальность работы заключается в обоснованном выборе и определении характеристик роторных систем, знание которых необходимо для дальнейшей балансировки роторов на выбеге. В последнем случае появляется возможность отказа от специальных контактных датчиков измерения параметров колебаний опор ротора, использования штатных остановок его работы для проведения мониторинга узлов.

Целью работы является построение алгоритма минимального количества пусков (выбегов) с минимальным внесением возмущений в роторную систему для определения указанных характеристик J_P , μ , m , M , $(r_{цб})_{A,B}$, G_P и x_P . Цель достигается на основе нахождения общих и специфичных условий, связей и свойств балансируемого ротора на выбеге на основе анализа составляющих-слагаемых момента сопротивления вращению ротора.

В работе приняты следующие **допущения**:

- момент сопротивления вращению ротора представлен в виде квадратного трехчлена

$$M_{сопр} = \sum_j a_j \cdot \omega^j \approx \mu \omega^2 + m \omega + M,$$

зависящего от главного параметра процесса – переменной скорости вращения ω , рис. 1а;

- в первом приближении (при мониторинге) рассматривается уравновешенный ротор, т.е. центробежной силой инерции по сравнению с весом ротора – пренебрегаем, рис. 1а;

- реакции опорных подшипников представляют собой алгебраическую сумму отдельных весовых усилий ротора, диска, грузиков, рис. 1б,в;

- возмущения, вносимые в роторную систему, могут быть простыми – изменяется только один параметр, например J_P на $J_P + j$, остальные характеристики неизменны; и сложными – установка специального диска (Δ) изменяет и момент инерции ротора $J_P + J_\Delta$, и его вес $G_P + G_\Delta$.

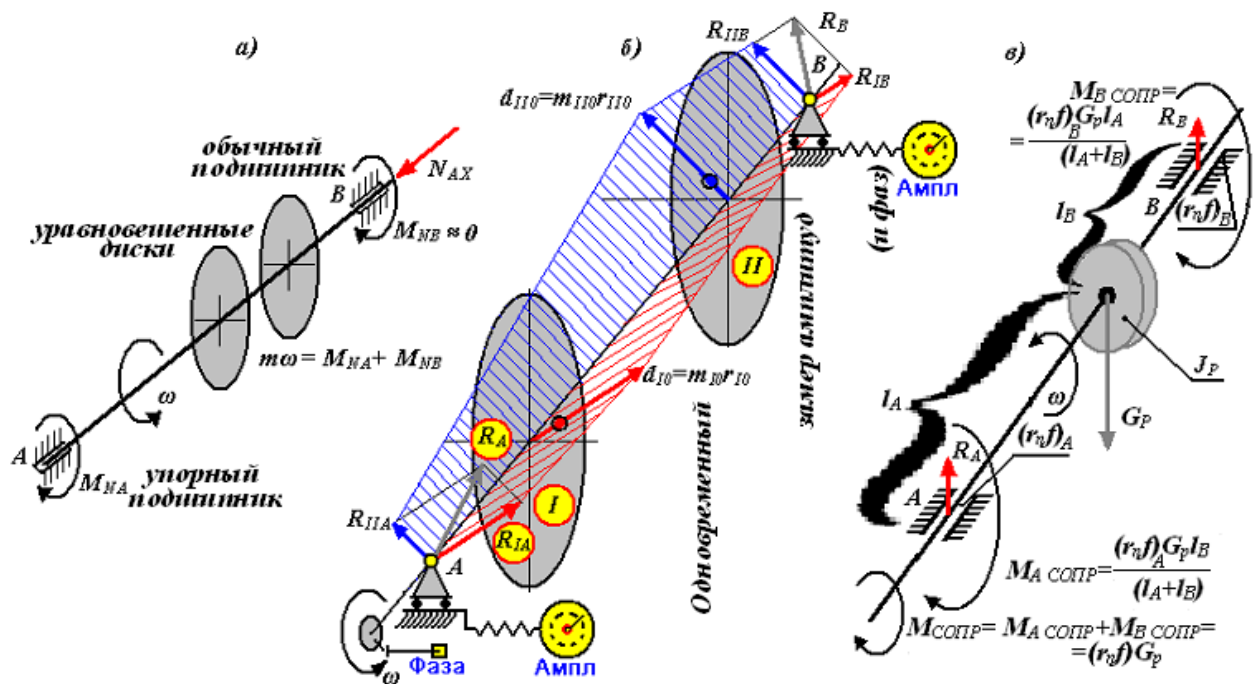


Рис. 1. Формирование возмущающих усилий на опорах ротора:

- а) линейная составляющая $M_{COOP} = t\omega$, продольная;
- б) квадратная составляющая $M_{COOP} = \mu\omega^2$, поперечная;
- в) постоянная составляющая (нулевая степень ω) $M_{COOP} = M = const$, поперечная.

Получить, в общем случае, применение только простых возмущений в рассматриваемой роторной системе – сложно, что указывает на первый пункт специфичности задачи балансировки на выбеге – простые возмущения достигаются применением специальных устройств – дисков, рис. 2. Аналогичное устройство можно получить для изменения веса ротора при постоянстве его осевого момента инерции.

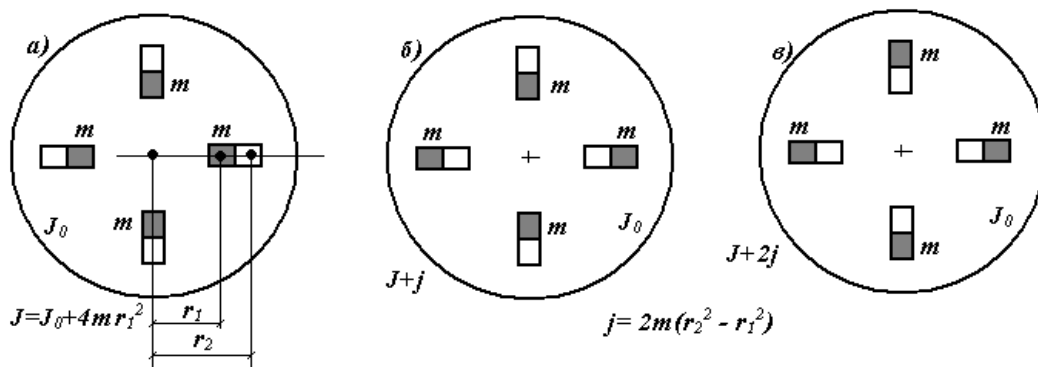


Рис. 2. Пример устройства для изменения момента инерции уравновешенного ротора на заданную величину:

- а) начальное положение установленных грузиков (нулевой пуск);
- б) половинное увеличение момента инерции (первый пуск);
- в) максимальное увеличение момента инерции (второй пуск).

Состояние вопроса. В более ранних наших работах рассмотрены отдельные случаи решения дифференциального уравнения выбега балансируемого ротора при различных значениях дискриминанта $\Delta = 4\mu M - m^2$ и соотношений коэффициентов уравнения μ, m, M . В настоящей работе предпринята попытка обобщения полученных результатов для выявления общих подходов, приемов и получения строгого однозначного алгоритма мониторинга и последующей балансировки. Дифференциальное уравнение выбега – линейное, II порядка, с разделяющимися переменными на обоих этапах интегрирования

$$-J_p \cdot \frac{d\omega}{dt} = \mu\omega^2 + m\omega + M,$$

начальные условия имеют вид: $\omega|_{t=0} = \omega_0$ и $\varphi|_{t=0} = 0$. Первый интеграл представим:

$$-J_p \int_{\omega_0}^{\omega} \frac{d\omega}{\mu\omega^2 + m\omega + M} = \int_{t_0}^t dt \Rightarrow J_p [F(\mu, m, M, \omega_0) - F(\mu, m, M, \omega)] = t(\omega) - t_0.$$

При $t_0=0$ имеем $t(\omega) = J_p [F(\mu, m, M, \omega_0) - F(\mu, m, M, \omega)]$.

Время полного выбега (ПВ) $t_{ПВ} = t(0) = J_p [F(\mu, m, M, \omega_0) - F(\mu, m, M, 0)]$,

где

$$F(\mu, m, M, \omega) = \begin{cases} \frac{\omega}{M}, & \pi\rho\mu \quad \mu = 0, m = 0 \text{ и } \Delta = 4\mu M - m^2 & \underline{1} \\ \frac{-2}{m + 2\mu\omega}, & \pi\rho\mu \quad \Delta = 0, \text{ и } m + \mu \neq 0 & \underline{2} \\ \frac{2}{\sqrt{\Delta}} \operatorname{arctg}\left(\frac{m + 2\mu\omega}{\sqrt{\Delta}}\right), & \pi\rho\mu \quad \Delta > 0 & \underline{3} \\ \frac{2}{\sqrt{-\Delta}} \operatorname{arth}\left(\frac{m + 2\mu\omega}{\sqrt{-\Delta}}\right), & \pi\rho\mu \quad \Delta < 0 & \underline{4} \end{cases}.$$

Общее решение для $\Delta \neq 0$

$$\int \frac{J_p d\omega}{\mu\omega^2 + m\omega + M} = \frac{J_p}{\mu} \int \frac{d\omega}{(\omega - \omega_1)(\omega - \omega_2)} = \frac{J_p}{\mu(\omega_1 - \omega_2)} \ln \left[\frac{\omega - \omega_1}{\omega - \omega_2} \right] \underline{5}, \quad \text{где } \omega_{1,2} = \frac{-m \pm \sqrt{-\Delta}}{2\mu}.$$

И первый интеграл уравнения позволяет последовательно найти

$$t(\omega) = t_0 + \frac{J_p}{\mu(\omega_1 - \omega_2)} \ln \left[\frac{(\omega_0 - \omega_1)(\omega - \omega_2)}{(\omega_0 - \omega_2)(\omega - \omega_1)} \right] \Rightarrow \omega(t) \Rightarrow \varphi(t) \Rightarrow \varphi(t(\omega)) \Rightarrow \varphi(\omega) \Rightarrow \begin{cases} t_{ПВ} \\ \varphi_{ПВ} \end{cases}$$

все закономерности и главные параметры выбега. Не смотря на относительную простоту рассматриваемого дифференциального уравнения его окончательное решение, в общем виде, - трансцендентно, т.е. получить обратные функции $t(\varphi)$ и $\omega(\varphi)$ для случая $\Delta \neq 0$ не представляется возможным. Это второй пункт специфичности задачи, требующий уже обязательного применения сплайнов для получения детальной обработки экспериментальных данных выбега ротора.

Постановка задачи. Используя возможность определения поведения вращающейся системы на выбеге, т.е. непрерывно на всем диапазоне скоростей $\omega_0 > \omega > 0$ вращения, что несомненно повышает точность проведения анализа и получения искомым характеристик ротора, построить возможные этапы вариантов алгоритма мониторинга и балансировки роторной системы, дающие единственное решение нахождении геометрических, массовых и фрикционных характеристик. Определить обобщающие частные случаи решений подходы, позволяющие свести к минимуму количество проводимых пробных пусков (выбегов).

Материалы исследований. Алгоритм обработки экспериментальных данных процесса выбега должен позволить установить величину и роль каждого слагаемого суммарного момента сопротивления вращению

$$M_{\text{сопр}} = \sum_{j=0}^{\infty} \alpha_j \cdot \omega^j \approx \sum_{j=0}^N \alpha_j \cdot \omega^j = \alpha_N \prod_{j=0}^N (\omega - \omega_j), \quad (1)$$

где ω_j – корни уравнения $\sum_{j=0}^N \alpha_j \cdot \omega^j = 0$. Случай $N=2$ детально исследован нами ранее.

Обобщая полученные данные можно установить источники и устройства формирования

простых возмущений в замедленном вращении роторной системы на выбеге, табл. 1. Соединение перечисленных простых возмущений является довольно сложной задачей, выходящей за рамки данной работы. Но решение ее должно обязательно базироваться на результатах проводимого анализа единичного действия простых возмущений и последовательно проводимых пусков с различными наборами моментов инерции и масс грузиков. Десять вариантов получения различных моментов инерции грузиков показаны в табл. 2 где также продемонстрирован переход к сложным возмущениям (одновременное изменение веса и момента инерции ротора) за счет увеличения числа грузиков.

На первом этапе предшествующей балансировке задаче за два любых пуска с дисками, показанными на рис.2, определяются момент инерции ротора J_P , который можно считать масштабным коэффициентом задачи за счет расположения его в дифференциальном уравнении. Его нахождение при помощи дисков рис. 2 и табл. 2 никоим образом не зависит от остальных свойств и характеристик ротора, и поэтому выделяется в отдельную, первую задачу. Для пары пусков время ПВ будет составлять:

$$t_{ПВ1} = \frac{J_P + J_\Delta}{\mu(\omega_1 - \omega_2)} \ln \left[\frac{\omega_2(\omega_1 - \omega_0)}{\omega_1(\omega_2 - \omega_0)} \right] \quad \text{и} \quad t_{ПВ2} = \frac{J_P + J_\Delta + j}{\mu(\omega_1 - \omega_2)} \ln \left[\frac{\omega_2(\omega_1 - \omega_0)}{\omega_1(\omega_2 - \omega_0)} \right].$$

Если величины J_Δ и j заранее известны, начальные скорости ω_0 в обоих пусках совпадают, то из последних уравнений получим

$$J_P = \frac{J_\Delta \cdot (t_{ПВ2} - t_{ПВ1}) + j \cdot t_{ПВ2}}{t_{ПВ1} - t_{ПВ2}}$$

Далее, на втором этапе, должно следовать определение коэффициентов слагаемых суммарного момента сопротивления вращению α_j из (1). Их нахождение можно осуществить двумя способами:

1. использование аналитического решения нелинейной системы уравнений для N равноотстоящих по времени точек;
2. использование приближенного дифференцирования экспериментально полученных точечных функций с дальнейшим применением МНК для рассмотренного дифференциального уравнения замедленного вращения.

Найденные коэффициенты α_j позволяют перейти к нахождению фрикционных характеристик подшипников $(r_{пф})_{A,B}$ и массово-геометрической зависимости $G_P(x_P)$ для статически определимого ротора.

Особого внимания заслуживает задача определения суммарной реакции опорного подшипника. В технической механике традиционно принимается алгебраическая сумма составляющих реакций – ради проведения расчетов «в запас». Расчеты показали, что максимальное превышение алгебраической суммы над геометрической составляет более 40%. В связи с этим задача определения суммарной фрикционной реакции подшипников, рис. 3, выделяется в отдельную задачу.

Будем считать, что суммарная реакция подшипника зависит не только от текущей скорости вращения $\omega(t)$, а и от величины алгебраической суммы реакций $P(t)$, тогда

$$(r_{пф})R_\Sigma = M + \frac{\mu\omega^2 + m\omega}{\mu_1 P^2 + m_1 P} + M_1 P \omega = -J_P \frac{d\omega}{dt} \quad (2)$$

Учитывая, что $P = m\omega^2$ – центробежная сила инерции, вызванная дебалансом, подстановка ее в (2) дает полином четвертой степени

$$-J_P \frac{d\omega}{dt} = \sum_{j=0}^4 \alpha_j \cdot \omega^j = \alpha_4 \prod_{j=0}^4 (\omega - \omega_j)$$

и более сложное дифференциальное уравнение. Приведем решение его первого этапа, полученное аналогично решению (1), при тех же начальных условиях.

$$\left(\frac{\omega - \omega_1}{\omega_0 - \omega_1} \right)^A \cdot \left(\frac{\omega - \omega_2}{\omega_0 - \omega_2} \right)^B \cdot \left(\frac{\omega - \omega_3}{\omega_0 - \omega_3} \right)^C \cdot \left(\frac{\omega - \omega_4}{\omega_0 - \omega_4} \right)^D = \exp \left(\frac{\alpha_4 \cdot t}{-J_P} \right), \quad (3)$$

Таблица 1.

Формирование составляющих реакций опорных подшипников ротора за счет внесения различных возмущений в вращающуюся механическую систему

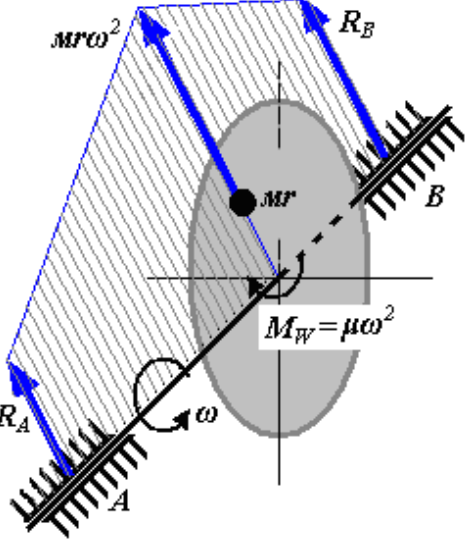
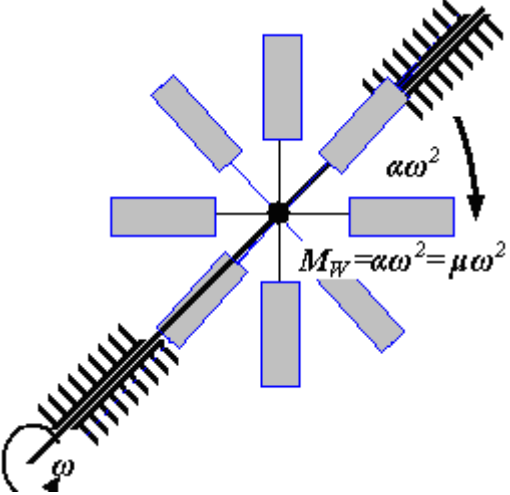
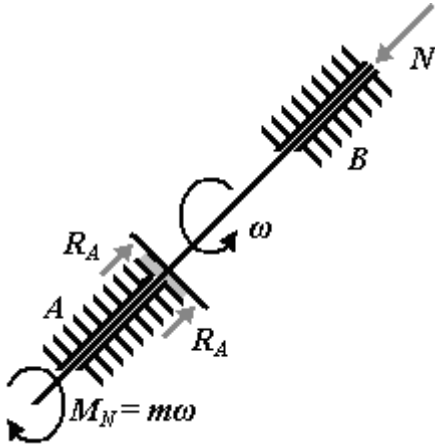
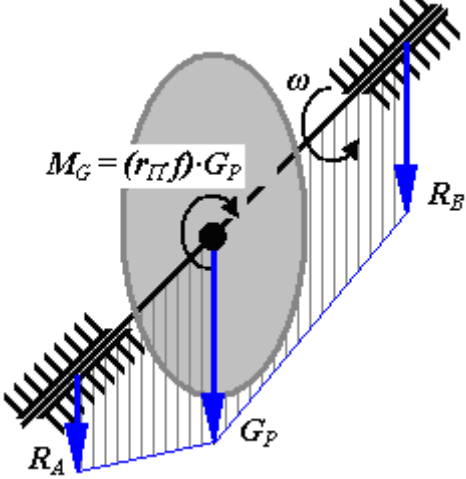
Возмущение вносит	Начальный дебаланс	Невесомое лопастное колесо
<p>Схема</p>		
<p>Примечания</p>	<p>В случае эквивалентности опор <i>A</i> и <i>B</i>, т.е. $(r_{\Pi f})_A = (r_{\Pi f})_B$ момент сопротивления вращению составит: $(r_{\Pi f})_A R_A + (r_{\Pi f})_B R_B \approx (r_{\Pi f})_{A,B} (R_A + R_B) = [(r_{\Pi f})_{A,B} m r] \omega^2 = \mu \omega^2$</p>	<p>За счет поворота (угла атаки) лопастей возникает тяговое усилие и соответствующая ему продольная реакция упорных подшипников, рассмотренная в следующей схеме</p>
<p>Возмущение вносит</p>	<p>Осевая продольная сила <i>N</i> на упорный подшипник – в опоре <i>A</i></p>	<p>Сила тяжести (гравитация) уравновешенного диска</p>
<p>Схема</p>		
<p>Примечания</p>	<p>В случае наличия 2-х упорных подшипников имеем статически неопределимую задачу, решение которой зависит от продольной жесткости вала ротора</p>	<p>Принято условие эквивалентности подшипников $(r_{\Pi f})_A = (r_{\Pi f})_B = (r_{\Pi f})$ и рассмотрено достаточно медленное вращение ротора</p>
<p>Вносимое сложное возмущения отмечено названием с серой подложкой момент сопротивления вращению представляет собой сумму $M_W + M_N$. Остальные возмущения – простые.</p>		

Таблица 2.

Возможные варианты дополнительных моментов инерции (по мере их нарастания) грузиков специального уравновешенного диска

Суммарные моменты инерции (оси симметрии – горизонтальный и вертикальный диаметры)							
J_P		$J_P + J_A$	$J_P + J_A + J_\Gamma$				
Нет диска		Количество одинаковых грузиков, закрепленных на специальном диске					
		0 грузиков	2 грузика		4 грузика		
№ варианта	0	1	2	3	4	5	6
Обозначение		0	min/2	max/2	min	(min+max)/2	max
Момент инерции J_Γ		J_A	$2mr_1^2$	$2mr_2^2$	$4mr_1^2$	$2m(r_1^2+r_2^2)$	$4mr_2^2$
Обозначения, принятые в данной таблице:				Кол-во грузиков	6 грузиков		8 грузиков
				№ варианта	7	8	9
Радиусы расположения грузиков: · r_1 – минимальный; r_2 – максимальный		Индексы: P – ротор; A – диск; Γ – грузики		Схемы расположения больших значений моментов инерции J_Γ :			
Все применяемые 8 грузиков (2-х типов) имеют одинаковую геометрию и равные массы m				Обознач.	min+max/2	max+min/2	min+max
				Момент инерции J_Γ	$2m(2r_1^2+r_2^2)$	$2m(r_1^2+2r_2^2)$	$4m(r_1^2+r_2^2)$

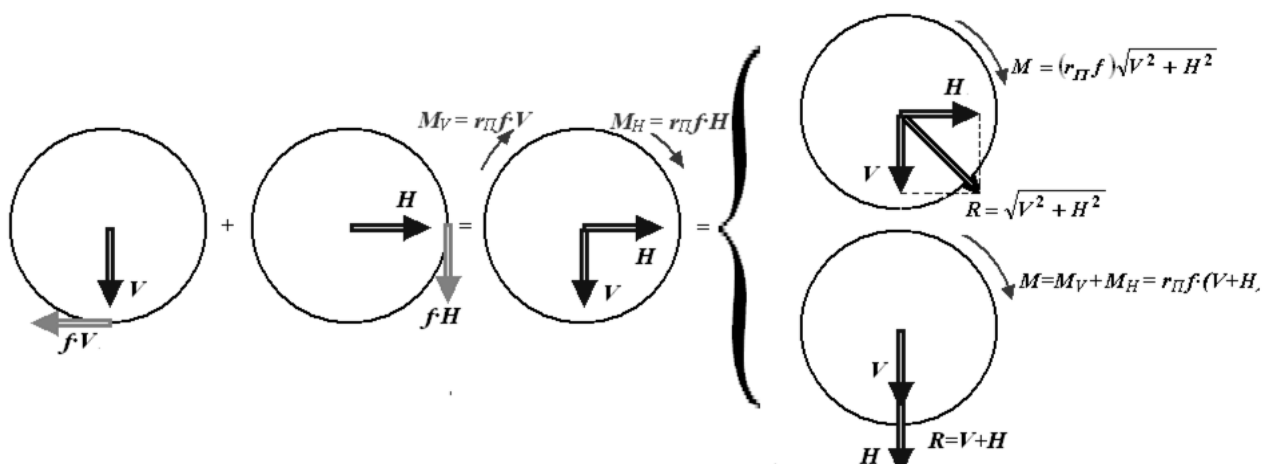


Рис. 3. Суммарная фрикционная реакция подшипников

где $A^{-1}=(\omega_1-\omega_2)(\omega_1-\omega_3)(\omega_1-\omega_4)$; $B^{-1}=(\omega_2-\omega_1)(\omega_2-\omega_3)(\omega_2-\omega_4)$;
 $C^{-1}=(\omega_3-\omega_1)(\omega_3-\omega_2)(\omega_3-\omega_4)$; $D^{-1}=(\omega_4-\omega_1)(\omega_4-\omega_2)(\omega_4-\omega_3)$,

$$\sum_{j=0}^4 \alpha_j \cdot \omega^j = 0$$

а $\omega_{1...4}$ – корни алгебраического уравнения

Уравнение (3) не представляется в явном виде $\omega(t)$. поэтому непосредственно к этому решению рекомендуем применить МНК для поиска корней $\omega_{1...4}$. Такой подход позволяет избавиться от одного из двух загромождающего приближенного дифференцирования. После чего определяются коэффициенты $\alpha_{0...4}$ и далее необходимые суммарные характеристики ротора.

Результаты исследований. Представлены в виде уже решенных и только сформулированных задач-этапов алгоритма мониторинга и балансировки ротора на выбеге, табл. 3.

Таблица 3.

Задачи, решение которых необходимо для производства балансировки на выбеге

№	Краткая формулировка	Пояснения к задачам
1	Суммарная фрикционная реакция подшипника от двух радиальных усилий (двух составляющих), лежащих в разных плоскостях	Известные альтернативные способы показаны на рис. 3, как будут складываться усилия за выбег при вращении одной составляющей?
2	Сортировка и подбор простых и сложных возмущений, вносимых в роторную систему	Взаимосвязь простых и сложных возмущений
3	Представление экспериментальных зависимостей $\varphi(t), \omega(t), \varepsilon(t)$ в виде сплайнов, исключая приближенное дифференцирование	Упрощает проведение расчетов при любом (даже неравномерном) шаге аргумента
4	Выбор 3-х или 5-ти равноотстоящих по времени точек для построения системы уравнений нахождения коэффициентов α_j	Лучший вариант- расположение точек в области наибольшего изменения кривизны зависимости, $d\omega/dt=\pm 1$
5	Зависимость ДКВ по длине ротора от главных моментов инерции сечений вала	Систематизация методов полсчета ДКВ зависимость изменения амплитуд и фаз
6	Переменная начальная скорость выбега ω_0 , как вносимое возмущение в роторную систему	Использование этого эффекта при выборе равноотстоящих по времени точек зависимости $\omega(t)$

Выводы

- Разработан алгоритм определения основных характеристик роторной системы на выбеге $J_P, \mu, m, M, (r_{ij})_{A,B}, G_P(x_P)$ дающий единственное решение для любого сочетания коэффициентов слагаемых суммарного момента сопротивления вращению.
- Геометрические, массовые и фрикционные характеристики уравновешенной роторной системы определяются как исходные данные для последующей задачи балансировки.
- Показан общий подход без применения метода наименьших квадратов в полном объеме, исключаются решения оптимизационных задач с много модальными целевыми функциями, выбора вариантов решения по общим суммам отклонений, максимальным отклонениям, другим усредненным величинам.
- Сформулированы практические задачи: суммарная фрикционная реакция опорного подшипника от двух радиальных усилия, действующих в различных плоскостях; условия формирования слагаемых суммарного момента сопротивления вращению $\mu\omega^2$ и $m\omega$; определены виды вносимых возмущений в роторную систему и реакции системы на них. Эти вопросы являются естественным продолжением рассматриваемой задачи и позволяют, в дальнейшем, применить новые методы балансировки и диагностики роторов.
- Использование рассматриваемых суммарных усредненных характеристик позволит отказаться от контактных датчиков, упрощает сбор и обработку экспериментальных данных (угол поворота ротора φ и время процесса выбега t).
- Показано, что при современном подходе к определению составляющих фрикционных реакций максимальная ошибка может достигь 40%.
- Показана возможность использования в сериях опытов различных значений начальных скоростей ω_0 , что является неоспоримым преимуществом по сравнению с методами амплитуд и фаз и амплитуд, где всякий пуск производится при одной и той же скорости.