

**СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА РАБОТЫ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ  
БАЛАНСИРОВОЧНЫХ МАШИН**

П. Т. МАЛЬЦЕВ, В. Т. ТИХОНОВ

(Представлено кафедрой теоретической механики)

Динамическое уравнивание вращающихся масс в современных быстроходных машинах приобретает все более актуальное значение. Точность и чувствительность различных типов балансировочных машин существенно влияет на качество динамического уравнивания.

Для оценки степени точности динамического уравнивания необходимо выявить все факторы, связанные с балансировочной машиной. Только имея ясное представление о возможностях балансировочной машины, можно говорить о технологическом процессе динамического уравнивания.

В современной отечественной и иностранной литературе встречается много работ, рассматривающих вопросы уравнивания на балансировочных машинах, однако, сравнительных исследований по испытанию различных типов балансировочных машин почти нет. В течение ряда лет нами велись наблюдения за работой балансировочных машин на заводах электропромышленности. Это дало возможность сопоставить работу балансировочных машин различных типов, определить преимущества и недостатки, присущие тому или другому типу.

Прежде чем перейти к практической части наших исследований, кратко остановимся на классификации и некоторых вопросах теории балансировочных машин.

Известные в литературе классификации балансировочных машин [5, 11, 12] основывались на конструктивных особенностях или на различии в методах измерения величин неуравновешенности и, на наш взгляд, нуждаются в существенном изменении. Мы считаем целесообразным предложить классификацию балансировочных машин, основанную на главном принципе — принципе работы. При такой классификации балансировочные машины могут быть разделены на три типа.

К первому типу следует отнести зарезонансные балансировочные машины, на которых определяется величина и положение уравнивающего груза при числах оборотов балансируемого тела в зарезонансной или очень редко в дорезонансной зоне. Машины этого типа в процессе работы могут преобразовывать механические колебания опор балансируемого тела в электрические или использовать компенсацию действия неуравновешенной массы. Компенсация может быть механической или электрической. К этому типу из наиболее распространенных

балансируемых машин могут быть отнесены: балансирующие машины ДБ-3, ДБ-4, фирмы «Гишолг» модели S, V, и C, «Женерал-Моторс», конструкции кафедры ТММ МВТУ-ПЕ-2, ПЕ-3, 7512, 3672, балансирующий автомат типа 9720, сконструированный Экспериментальным научно-исследовательским институтом металлорежущих станков.

Ко второму типу можно отнести резонансные балансирующие машины, работающие при критическом числе оборотов, то есть при скорости вращения балансируемого тела, соответствующей состоянию резонанса системы. Балансирующие машины этого типа могут работать как на основе измерения амплитуды колебания, так и на основе компенсации действия дисбаланса. Этот тип включает в себя машины с колеблющейся рамой и машины с колеблющимися опорами.

К наиболее распространенным балансирующим машинам второго типа относятся: балансирующие машины конструкции МИИТ'а, машины фирмы «Шнек», «Требель», «Лозенгаузен», «Бенрат» и другие.

К третьему типу относим балансирующие машины, работающие без использования колебательных процессов. Процесс балансирования в этих машинах производится путем непосредственного измерения динамических давлений на жестких опорах. К ним относятся опытные образцы машин 77 МДУ-2, где чувствительными элементами являются керамические пластинки из титаната бария [12, 13, 14].

Общие вопросы уравнивания вращающихся масс изучались многими авторами [2; 3; 5; 6; 9 и др.]. Основы теории балансирующих машин заложены академиком Крыловым [8]. Однако вопрос им рассмотрен в общем виде.

Как известно, в основу определения величины амплитуды колебания от действия неуравновешенной массы на балансирующих машинах положено выражение

$$A = \frac{h_1 \omega^2}{\sqrt{(k^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2}}, \quad (1)$$

$$\text{где } \kappa = \sqrt{\frac{c}{M}}; \quad h_1 = \frac{H}{M}; \quad n = \frac{b}{2M}; \quad z = \frac{\omega}{k}; \quad \nu = \frac{n}{k},$$

- $A$  — амплитуда колебания,
- $\omega$  — частота возмущающей силы,
- $H\omega^2$  — возмущающая сила,
- $b$  — коэффициент силы сопротивления,
- $c$  — жесткость упругого элемента,
- $M$  — приведенная масса колеблющейся системы.

Далее вводится коэффициент динамичности

$$\lambda = \frac{z^2}{\sqrt{(1 - z^2)^2 + 4\nu^2 z^2}}, \quad (2)$$

тогда выражение (1) преобразуется в следующее:

$$A = H \cdot \lambda.$$

На рис. 1 приведен график зависимости  $\lambda$  от  $z$  для различных значений  $\nu$ . Из графика и выражения (2) видно, что с повышением угловой скорости вращения балансируемого тела при работе балансирующих машин в зарезонансной зоне происходит резкое уменьшение амплитуды колебания, то есть чувствительность балансирующих машин падает.

Чувствительность балансирующих машин резонансного типа, работающих с использованием явления резонанса в процессе выбега балансируемого тела или в процессе введения балансируемого тела

в резонанс, достигает максимальной величины при резонансе, то есть при  $k = \omega$  или  $z = 1$ . Для машин данного типа в момент резонанса, с учетом передаточного числа амплитудомера  $i$ , максимальная амплитуда выразится следующим образом:

$$A = \frac{h_1 \omega}{2n} i. \quad (3)$$

Чувствительность балансировочной машины прямо пропорциональна амплитуде, то есть будет тем больше, чем большей линейной или угловой амплитудой реагирует машина на определенную величину дисбаланса.

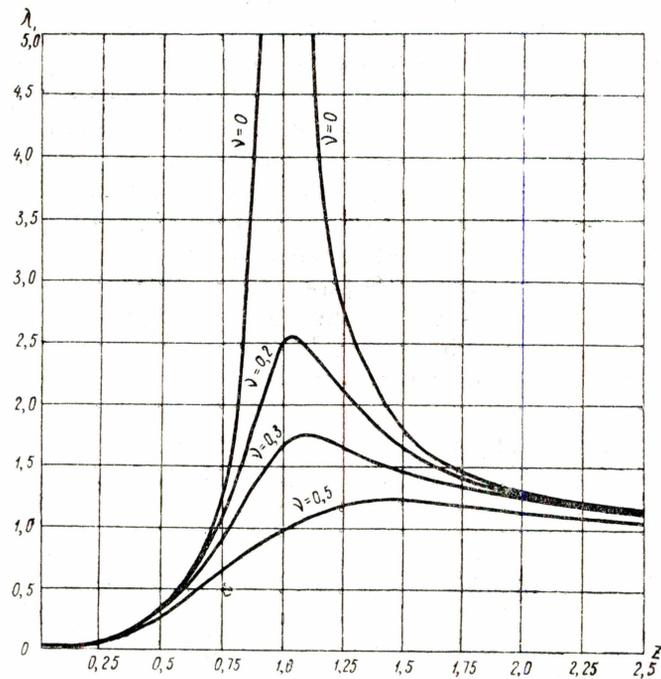


Рис. 1

Из выражения (3) видно, что чувствительность балансировочной машины уменьшается с увеличением сопротивления. С увеличением передаточного числа амплитудомера чувствительность увеличивается.

Первоначально кажется, что увеличение передаточного числа амплитудомера является легким средством повышения чувствительности балансировочной машины. Однако в механизме амплитудомера с увеличением передаточного числа возникает чрезмерно большое сопротивление трению вследствие увеличения числа шарниров, что ведет косвенным образом к увеличению сопротивления и уменьшает чувствительность.

Наличие большого количества шарниров также ведет к увеличению люфтов и ошибок в показаниях амплитудомера. Отсюда следует, что увеличение чувствительности балансировочных машин за счет увеличения передаточного числа амплитудомера ограничено. На чувствительность балансировочных машин также влияет величина угловой скорости вращения балансируемого тела.

Как видно из (3), наиболее выгоднейшей с точки зрения чувствительности угловой скоростью технологического процесса динамического балансирования является скорость, соответствующая резонансу системы: «балансирующая машина — балансируемое тело». При сопротивлении, стремящемся к нулю, чувствительность балансировочной машины резонансного типа бесконечно возрастает.

Если заменить в выражении (1) значения  $\frac{h_1 \omega^2}{k^2} = \frac{P^1}{c}$ ;  $k = \sqrt{\frac{c}{M}}$ ;  $n = \frac{b}{2M}$ , то после простейших преобразований получим выражение для амплитуды в следующем виде:

$$A = \frac{P^1}{\sqrt{c^2 + \omega^2 M (\omega^2 M - 2c) + \omega^2 b^2}}. \quad (4)$$

Из выражения (4) следует, что амплитуда колебания при прочих равных условиях увеличивается с уменьшением массы колеблющейся системы, жесткости упругого элемента  $c$  и сопротивления  $b$  (колеблющаяся система представляет собой комплекс балансируемой детали плюс опоры или балансируемая деталь плюс маятниковая рама).

Исследуем влияние расстояния между осями качания рамы и пружин на амплитуду колебания балансировочных машин резонансного типа.

Схематично колеблющаяся система балансировочной машины БМ-19 (типа Шенк) изображена на рис. 2.

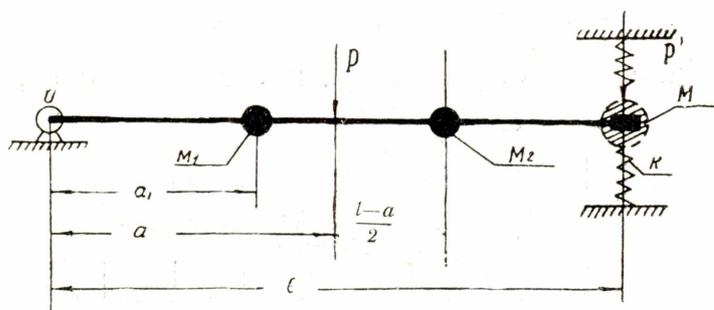


Рис. 2.

Здесь

$M_1$  — масса балансируемой детали,

$M_2$  — масса маятниковой рамы,

$a_1$  — расстояние от оси качания до центра тяжести балансируемой детали,

$a$  — расстояние до плоскости уравнивания,

$r$  — радиус размещения неуравновешенной массы.

При резонансе  $\omega = k$  и выражение (4) принимает вид

$$A = \frac{\frac{P^1}{c} k}{2n}, \quad (5)$$

где

$$P^1 = mr \frac{ca}{Ml}.$$

$$M = M_1 \frac{a_1^2}{l^2} + M_2 \left( \frac{l+a}{2} \right)^2. \quad (6)$$

Подставив в выражение (5) значения  $P^1$ ,  $k$ ,  $n$  и сделав преобразования, имеем

$$A = \frac{mra \sqrt{c}}{b} \cdot \frac{1}{l \sqrt{M}}.$$

Обозначив постоянную величину  $\frac{mra\sqrt{c}}{b} = B$  и подставив значения  $M$  из выражения (6), получим

$$A = \frac{B}{\sqrt{M_1 a_1^2 + M_2 \left(\frac{l+a}{2}\right)^2}}$$

Из этого выражения видно, что при прочих равных условиях, при постоянных значениях  $a$  и  $a_1$ , с увеличением расстояния  $l$  между осью качания рамы и осью пружин, амплитуда колебания уменьшается, а следовательно, чувствительность балансировочной машины снижается.

При динамическом уравнивании балансируемого тела на балансировочной машине имеет место угловой сдвиг фаз между перемещением рамы и возмущающей силой. Угол сдвига фаз определяется выражением

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{2n\omega}{k^2 - \omega^2} = \frac{2vz}{1 - z^2}$$

С изменением угловой скорости изменяется угол сдвига фаз  $\alpha$  (рис. 3). Значение угла  $\alpha$ , равное  $\frac{\pi}{2}$ , имеет место при угловой ско-

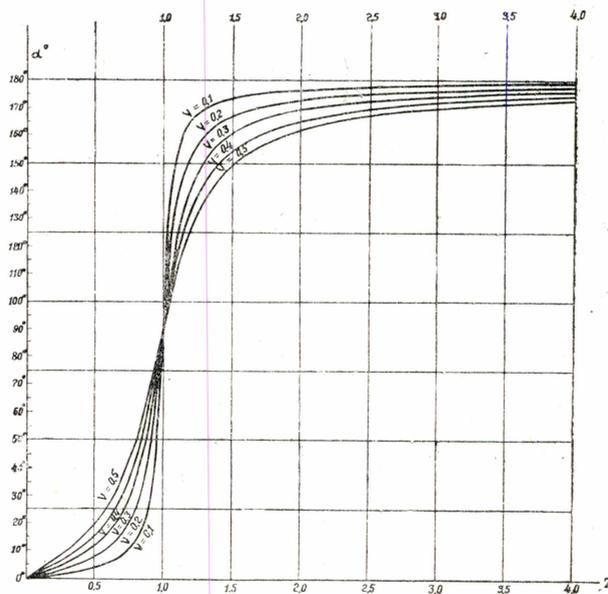


Рис. 3.

рости, соответствующей явлению резонанса. В балансировочных машинах резонансного типа при определении осевой плоскости расположения уравнивающей массы балансируемое тело поворачивают на угол, равный  $\frac{\pi}{2}$ . В этом случае неизбежно вносится ошибка, которая связана с фиксированием плоскости действия момента от неуравновешенной массы по максимальной амплитуде колебаний. Фактически, как видно на рис. 3 и 4, максимальная амплитуда достигается при  $z > 1$  и, соответственно, при  $\alpha > \frac{\pi}{2}$ . На основании (2) можно по-

казать, что максимальное значение амплитуды колебаний при установленном режиме получается при  $z = \frac{1}{\sqrt{1-2\nu^2}}$ .

При малых сопротивлениях этот сдвиг максимума амплитуды не велик. Вследствие этого ошибкой в угловом смещении на балансировочных машинах резонансного типа практически пренебрегают. Однако значительное уменьшение сопротивления отрицательно сказывается на работе балансировочных машин резонансного типа. С уменьшением сопротивления увеличивается крутизна кривых угла фазы, что значительно затрудняет фиксацию плоскости действия момента от неуравновешенной массы на балансировочной машине и вносит ошибку в измерения.

Из выражения (1) и рис. 1 видно, что при работе балансировочных машин в зарезонансной зоне дальнейшее повышение скорости вращения

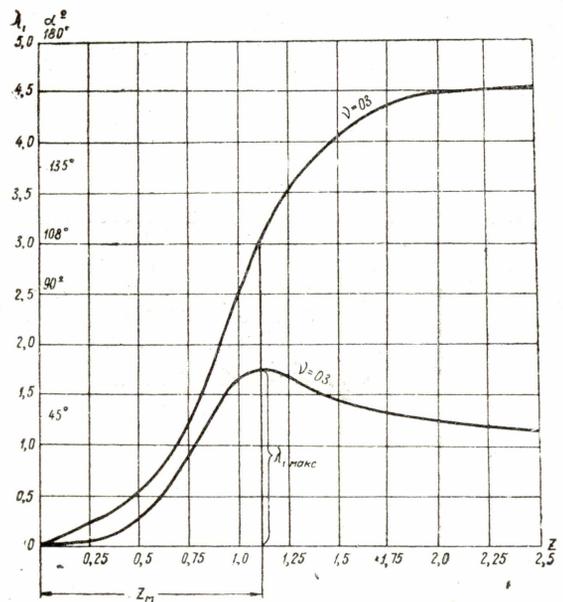


Рис. 4.

балансируемого тела приводит к уменьшению амплитуды колебания. Поэтому чувствительность балансировочных машин, работающих в зарезонансной зоне, всецело зависит от чувствительности датчиков, регистрирующих вибрации опор. Работа балансировочных машин в зарезонансной зоне стала возможной только благодаря применению индукционных датчиков с высокой степенью чувствительности.

В балансировочной машине зарезонансного типа значительно более надежна регистрация угла сдвига фазы. В зарезонансной зоне кривые угла сдвига фазы (рис. 3) асимптотически приближаются к углу, равному  $180^\circ$ . При  $z \geq 2$  и  $\nu < 0,1$  ошибка в угловом смещении, отличном от  $180^\circ$ , практически отсутствует.

В балансировочных машинах третьего типа угловой сдвиг фаз отсутствует, так как они работают без использования колебаний.

При исследовании различных типов балансировочных машин ДБ-3, ДБ-4, «Требель», БМ-19 типа «Шенк» авторами была произведена сравнительная оценка их чувствительности.

Опыты проводились со специально изготовленными контрольными роторами весом от 1,5 до 20 кг, со шлифовальными поверхностями, одинаковыми по форме с роторами электрических машин, выпускаемых

на томских заводах. Четыре ротора весом 1,5; 3; 4 и 5 кг имели одинаковые расстояния между опорами, между плоскостями балансировки и одинаковые радиусы балансировочных окружностей. Последние применялись для исследования чувствительности балансировочных машин БМ-19, «Требель» и ДБ-4. Шейки указанных роторов оснащались подшипниками качения.

Перед постановкой опытов контрольные роторы подвергались тщательной динамической балансировке на хорошо настроенной машине БМ-19 методом многократного «обхода грузом».

Ротор считался подготовленным к опыту, если отклонение светового луча амплитудомера от нулевого положения не превышало  $\pm 0,5$  деления шкалы.

Для определения чувствительности балансировочных машин на контрольный ротор отдельно в правой, а затем в левой плоскости уравнивания укреплялись кусочки пластилина весом в 0,1; 0,2; 0,3 г и т. д., увеличивая груз последовательно на 0,1 г.

Опыты проводились при различном расстоянии  $l$  между осью качения рамы и осью пружин и постоянном расстоянии  $a$  между плоскостями уравнивания.

Результаты опытов на балансировочной машине БМ-19 приведены в табл. 1.

Таблица 1

Расстояние от оси качения до оси пружин (см)	Вес контрольного ротора (кг)	Порог чувствительности, соответствующий амплитуде колебания светового луча амплитудомера в 0,5 делений шкалы (гсм)	Цена деления шкалы амплитудомера (гсм)
20	1,5	0,08	0,054
	5	0,10	0,064
36	1,5	0,10	0,067
	5	0,14	0,075

Из таблицы видно, что с уменьшением веса балансируемой детали и расстояния между осью качения рамы и осью пружин, при прочих равных условиях, чувствительность балансировочной машины повышается.

Результаты опытов не противоречат приведенным выше теоретическим положениям. Повышение чувствительности машины может быть получено путем уменьшения массы маятниковой рамы и колеблющихся опор.

Испытания балансировочной машины «Требель» велись при включенном и при выключенном компенсирующем устройстве.

Результаты опытов сведены в табл. 2.

Чувствительность балансировочной машины «Требель» весьма низка даже при выключенном компенсирующем устройстве, что может быть объяснено малым коэффициентом усиления колебаний амплитудомера и влиянием привода.

С включением компенсирующего устройства чувствительность машины понижается еще более. Это зависит от ввода дополнительных передаточных механизмов.

Испытания балансировочных машин ДБ-4 показали, что порог чувствительности их находится в пределах гарантии, данной заводом-изготовителем, и составляет примерно  $0,6 \div 0,7$  гсм. Однако при балансиров-

Таблица 2

Испытания балансировочной машины „Требель“	Вес контрольного ротора (кг)	Порог чувствительности, соответствующий колебанию стрелки амплитудомера в 0,5 деления шкалы (г.см)
При включенном компенсирующем устройстве	4	3,85
	12	4,4
При выключенном компенсирующем устройстве	4	7,6
	12	6,8

ке роторов весом до 1 кг наличие действия привода снижает чувствительность машины.

Повышение чувствительности балансировочных машин ДБ-4 возможно с применением облегченной конструкции вкладышей (рис. 5), что показано на рис. 6. Применение облегченных вкладышей на машинах оказывается особенно целесообразным при балансировании роторов весом до 1 кг.

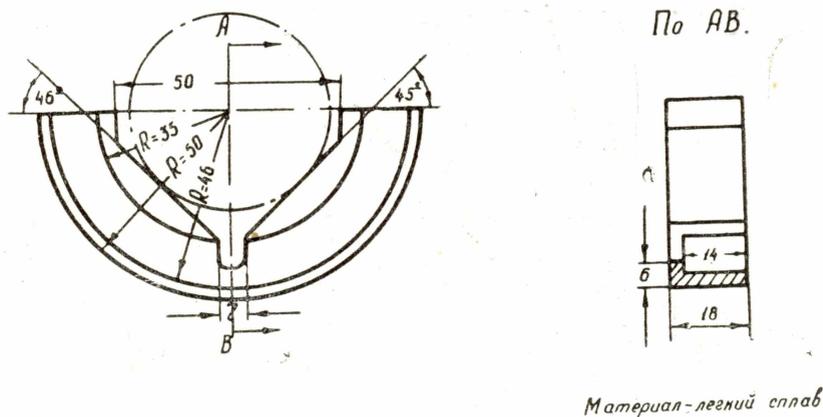


Рис. 5.

При балансировании малых роторов (1—2 кг и менее) вес вкладыша необлегченной конструкции составляет значительную часть по отношению к весу балансируемой детали. Так, например, чугунный вкладыш необлегченной конструкции при балансировании ротора в 1 кг был равен 796 г; облегченный вкладыш, изготовленный из легкого сплава, равен всего лишь 38 г.

Изучая особенности работы различных типов балансировочных машин, мы считаем возможным отметить высокие эксплуатационные качества балансировочных машин резонансного типа рамной конструкции. Машины этого типа просты по конструкции, надежны и безотказны в эксплуатации. Так, например, балансировочная машина, изготовленная учебно-производственными мастерскими Московского электромеханического института инженеров железнодорожного транспорта, безотказно работает на Томском электромеханическом заводе более семи лет и не требует ремонта.

Значительно хуже в эксплуатации балансировочные машины ДБ-3 и ДБ-4. Из восьми машин, наблюдаемых нами в процессе работы, все

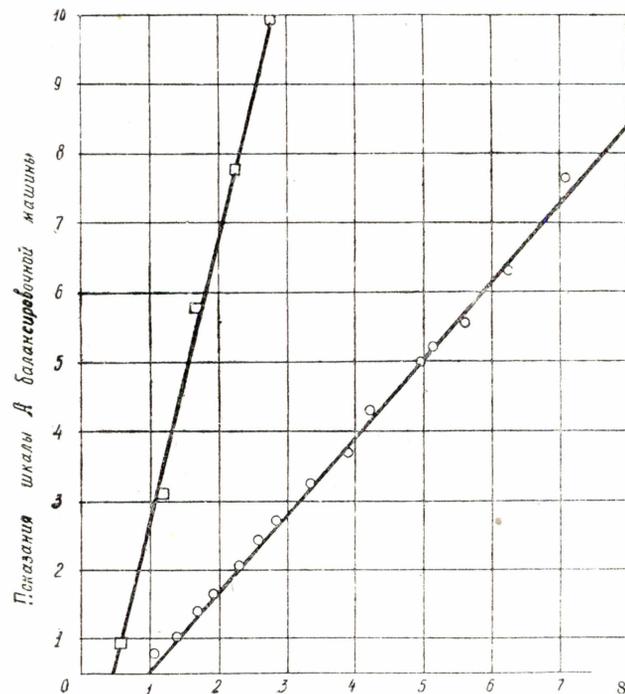
восемь за два года эксплуатации неоднократно требовали ремонта электрической части пульта машины.

Как показали наши наблюдения, на проведение динамического балансирования на различных типах балансировочных машин требуется примерно одинаковое время  $5 \div 10$  минут. При повышении качества уравнивания время балансировки на машинах ДБ-4 резко возрастает. Причиной этого является плохая работа неоновых ламп.

Анализ результатов исследования различных типов балансировочных машин (работающих на заводах г. Томска) позволяет сделать следующие выводы:

1. Наиболее чувствительными являются балансировочные машины резонансного типа рамной конструкции.

2. На машине БМ-19 балансировку следует производить при минимальном расстоянии между осью качания рамы и осью пружины.



Величина неуравновешенности, в г·см  
○ — заводской вкладыш □ — вкладыш облегченного типа

Рис. 6.

3. Для повышения чувствительности и точности балансирования на машинах БМ-19 и ДБ-4 целесообразно уменьшить вес маятниковой рамы и опор.

4. Чувствительность балансировочных машин ДБ-4 несколько ниже, чем чувствительность балансировочных машин БМ-19. Однако качество балансировки на машинах ДБ-4 удовлетворяет требованиям, предъявляемым к асинхронным двигателям.

5. Балансировочные машины «Требель», обладающие низкой чувствительностью, могут быть использованы только для грубой балансировки вращающихся деталей тихоходных машин.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Вульфсон И. А. Балансировочные станки фирмы «Гишолт Машин К<sup>о</sup>». «Станкостроение за границей», Техничко-информационный бюллетень, № 1/4. В/О «Международная книга», М., 1946.

2. Ден-Гартог Д. П. Теория колебаний. Гостехиздат, М.—Л., 1932.
  3. Дельби. Уравновешивание машин. ГИТИ, М.—Л., 1932.
  4. Житков А. А. Методы и оборудование, применяемые в США для балансирования вращающихся деталей. «Американская техника и промышленность», № 9, 1947. Издание АМТОГ<sup>1</sup>а, Нью-Йорк.
  5. Зельцерман И. И. Современные балансировочные машины. М., Л., ОНТИ, 1938.
  6. Колесник Н. В. Устранение вибрации машин. МАШГИЗ, 1952.
  7. Колесник Н. В. Статическая и динамическая балансировка. МАШГИЗ, М.—Л., 1954.
  8. Крылов А. Н. О динамическом уравновешивании роторов гироскопов. Собрание трудов, т. 5, изд. АН СССР, М.—Л., 1937.
  9. Петров Г. Н., Савелова А. А. Методы уравновешивания роторов. М. Профиздат, 1956.
  10. Тимошенко С. П. Теория колебаний в инженерном деле. Гостехиздат, М., Л., 1931.
  11. Шитиков Б. В. Динамическая балансировка роторов. М., Трансжелдориздат, 1951.
  12. Шубин А. А. Теория уравновешивания роторов на машинах для динамического уравновешивания. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук, 1954.
  13. Hager P. Auswuchtmaschinen mit grossem Belastungsbereich. Europa Technik, № 17a. August, 1956.
  14. Meissner H. Moderne Auswuchttechnik Kraftfahrzeugtechnik, № 8. 1956.
-