МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

DOI: 10.34031/2071-7318-2026-11-9-121-130

Крохмаль В.В., Волков А.Н., Мацко О.Н., Кочнева О.В., Романов П.И.
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
**E-mail: krohmal_vv@spbstu.ru*

ВЛИЯНИЕ КОРИОЛИСОВОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ НА ВОСПРОИЗВЕДЕНИЕ НАГРУЗОК В МЕХАТРОННОМ ИСПЫТАТЕЛЬНОМ СТЕНДЕ

Аннотация. *Рассмотрена задача обеспечения корректности воспроизведения комбинированных вибрационных и центробежных нагрузок в мехатронном испытательном стенде виброфуге с пневматической пружиной, применяемом для проведения динамических и вибрационных испытаний изделий, при наличии кориолисовой составляющей ускорения. Показано, что при совмещении вращения ротора и продольных вибраций возникает кориолисова инерционная составляющая ускорения, не задаваемая программой испытаний и способная искажать воспроизводимые нагрузки за счёт дополнительного инерционного воздействия на испытуемый объект.*

Получены аналитические зависимости, связывающие величину кориолисовой составляющей с параметрами вибрационного воздействия (амплитуда и частота), радиусом ротора и угловой скоростью его вращения. Выполнен параметрический анализ влияния частоты и амплитуды вибраций, виброускорения и центростремительного ускорения на относительную величину кориолисовой составляющей по отношению к задаваемым нагрузкам в характерных диапазонах параметров испытаний.

Введён критерий допустимости, основанный на ограничении относительного вклада кориолисовой составляющей уровнем 10 %. Определены области режимов испытаний, при которых влияние кориолисовой составляющей не приводит к искажению воспроизводимых вибрационных и центробежных нагрузок. Полученные результаты могут быть использованы при выборе режимов испытаний, а также при оценке корректности воспроизведения нагрузок с учётом кориолисовой составляющей.

Ключевые слова: *виброфуга, комбинированные испытания, погрешность воспроизведения нагрузок, ускорение Кориолиса, вибрационное и центробежное нагружения, мехатронный испытательный стенд.*

Введение. Испытания изделий в условиях комбинированного вибрационного и центробежного нагружения выполняются на специализированных мехатронных испытательных стендах – виброфугах, обеспечивающих одновременное вращение ротора и возбуждение продольных вибрационных колебаний [1–4]. Основной задачей таких стендов является воспроизведение заданных значений центростремительного и вибрационного ускорений в заданных диапазонах частот и амплитуд.

При совмещении вращательного и вибрационного движений возникают дополнительные инерционные эффекты, не задаваемые напрямую в режимах испытаний. Одним из таких эффектов является ускорение Кориолиса, обусловленное наличием относительного движения во вращающейся системе координат; при ортогональности векторов угловой скорости и скорости вибрационного движения его величина максимальна. Кориолисова составляющая имеет знакопеременный характер и формирует дополнительную инерционную нагрузку, приводящую к взаимному влиянию формируемых центробежного и вибрационного ускорений и, как следствие, к искажению воспроизводимых динамических параметров [5–9]. Следует отметить, что в реальных условиях на точность воспроизведения нагрузок также влияют другие факторы, такие как массовый дисбаланс, эксцентриситет, демпфирование, температурные и аэродинамические воздействия. Однако указанные факторы в значительной степени определяются конструктивными и эксплуатационными особенностями стенда и могут быть частично компенсированы методами балансировки, настройки и калибровки. В отличие от них, кориолисова составляющая ускорения является неизбежным следствием кинематики совмещения вращательного и вибрационного движений и непосредственно определяется параметрами испытаний. В связи с этим в работе рассматривается именно данный эффект.

В большинстве работ, посвященных динамике виброфуг, основное внимание уделяется формированию центробежных и вибрационных нагрузок, тогда как влияние кориолисовой составляющей рассматривается преимущественно на качественном уровне [9–13]. Между тем её величина определяется параметрами испытаний – частотой и амплитудой вибраций, угловой скоростью вращения и радиусом ротора – и при определенных сочетаниях может быть сопоставима с задаваемыми ускорениями [13–16]. В связи с этим практический интерес представляет анализ

влияния параметров испытаний на величину кориолисовой составляющей как фактора, ограничивающего корректность воспроизведения комбинированных нагрузок.

Целью работы является исследование влияния параметров вибрационного и центробежного нагружения на величину кориолисовой составляющей ускорения и определение условий её допустимого влияния на воспроизводимые нагрузки

Формирование ускорения Кориолиса при воспроизведении комбинированных нагрузок в виброфуге. На рисунке 1 представлена схема зоны формирования инерционных ускорений при совмещении вращательного и вибрационного движений в виброфуге.

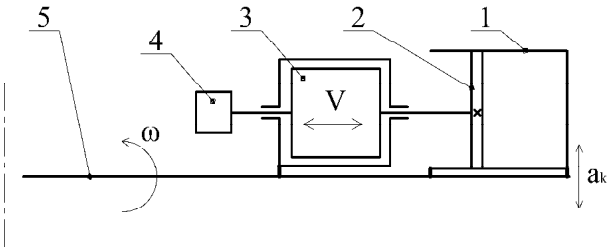


Рис. 1. Структурная схема зоны формирования ускорения Кориолиса: ω – угловая скорость вращения ротора, рад/с; v – скорость движения штока электродинамического вибратора, м/с; a_k – ускорение Кориолиса, м/с^2; 1 – пневматическая пружина; 2 – поршень в камере пневмопружины; 3 – электродинамический вибратор, соединенный с поршнем пневмопружины и испытуемым объектом; 4 – испытуемый объект; 5 – ротор мехатронного испытательного стенда

Вибрационное движение электродинамического вибратора 3 осуществляется вдоль продольной оси ротора 5 и характеризуется скоростью v, направленной перпендикулярно вектору угловой скорости вращения ротора ω ротора. Таким образом, в системе координат, связанной с вращающимся ротором, относительная скорость вибрационного движения оказывается ортогональной вектору угловой скорости вращения, что приводит к возникновению ускорения Кориолиса a_k. Данная составляющая ускорения не задается режимом испытаний и формируется как побочный инерционный эффект, потенциально искажающий воспроизводимые центробежные и вибрационные нагрузки.

Величина ускорения Кориолиса пропорциональна произведению угловой скорости вращения ротора и скорости вибрационного движения и определяется выражением:

$$a_k = 2 \cdot \omega \cdot v, \qquad (1)$$

где a_k – ускорение Кориолиса, м/с^2; v – скорость вибрационного движения, м/с; ω – угловая скорость вращения ротора, рад/с.

Для количественной оценки вклада кориолисовой составляющей в погрешность воспроизведения динамических нагрузок мехатронного испытательного стенда виброфуги необходимо выполнить параметрический анализ, в рамках которого исследуется влияние частоты и амплитуды вибрационного движения, радиуса ротора и угловой скорости вращения ротора на величину ускорения Кориолиса и его соотношение с вибрационным и центростремительным ускорениями.

Вывод расчетной зависимости для ускорения Кориолиса. Рассмотрим мехатронный испытательный стенд виброфугу, в которой электродинамический вибратор сообщает испытуемому объекту гармоническое поступательное движение вдоль оси ротора. Закон вибрационного перемещения может быть представлен в виде:

$$x(t) = Asin(2\pi ft), \qquad (2)$$

где A – амплитуда вибрационных колебаний, м; f – частота вибрационных колебаний, Гц.

Скорость вибрационного движения определяется как производная выражения (2):

$$v(t) = 2\pi fAcos(2\pi ft). \qquad (3)$$

При этом максимальное значение скорости составит:

$$v = 2\pi fA. \qquad (4)$$

При вращении ротора с угловой скоростью ω наличие поступательного движения вдоль оси ротора приводит к возникновению ускорения Кориолиса, величина которого в рассматриваемой схеме (рис. 1) при взаимно перпендикулярных векторах угловой скорости вращения и скорости вибрационного движения определяется выражением (1). Для оценки наибольшего возможного влияния ускорения Кориолиса в дальнейшем используется максимального значение скорости вибрационного движения (4), следовательно:

$$a_k = 4\pi fA\omega. \qquad (5)$$

Угловая скорость вращения ротора связана с центростремительным ускорением:

$$a_c = \omega^2 r, \qquad (6)$$

где a_c – центростремительное ускорение, м/с^2; r – радиус ротора до испытуемого объекта, м.

Выразив из (6) угловую скорость вращения ротора ω и полученное выражение подставляем в (5):

$$a_k = 4\pi fA\sqrt{\frac{a_c}{r}}. \qquad (7)$$

Вибрационное ускорение при гармоническом движении определяется выражением:

$$a_v = (2\pi f)^2 A, \quad (8)$$

где a_v – вибрационное ускорение, м/с^2.

Из (6) выражаем амплитуду колебаний A и полученное выражение подставив в (7), получаем ускорение Кориолиса, которое выражается через параметры испытаний:

$$a_k = \frac{a_v}{\pi f} \cdot \sqrt{\frac{a_c}{r}}. \quad (9)$$

Таким образом, получена аналитическая зависимость (9), позволяющая оценивать величину кориолисовой составляющей как функцию задаваемых параметров вибрационного и центробежного нагружения, что дает возможность анализировать ее вклад в погрешность воспроизведения нагрузок в виброфуге.

Параметрический анализ влияния ускорения Кориолиса на динамические параметры виброфуги.

Для количественной оценки степени влияния ускорения Кориолиса на воспроизводимые нагрузки в работе введен критерий допустимости, основанный на относительной величине ускорения Кориолиса по отношению к основным задаваемым составляющим нагрузки – центростремительному и вибрационному ускорениям. В зависимости от режима испытаний оценивалось соотношение ускорения Кориолиса с каждой из указанных составляющих, что позволило сопоставить вклад кориолисовой составляющей с величинами заданных ускорений.

В качестве предельного значения принята величина 10%. Выбор указанного порогового значения обусловлен тем, что при относительном уровне дополнительных инерционных составляющих менее 10% их влияние может рассматриваться в рамках допустимой погрешности воспроизведения нагрузок, принятой в практике динамических и вибрационных испытаний.

Параметрический анализ выполнен с целью определения областей режимов испытаний, при которых выполняется указанное условие допустимости, и основан на технических характеристиках электродинамического вибратора, применяемого в составе мехатронного испытательного стенда виброфуги.

На основе анализа паспортных характеристик электродинамического вибратора и с учётом допустимых режимов работы мехатронного испытательного стенда виброфуги выбраны характерные значения частоты вибрационного воздействия и виброускорения: f = 10, 100, 1000, 2000 Гц, a_v = 100, 200, 400, 500 м/с^2. Радиус ротора будет во всех случаях составлять $r = 0.5$ м.

Для оценки степени влияния ускорения Кориолиса на результирующие нагрузки, формируемые мехатронным испытательным стендом виброфугой, использована относительная величина, определяемая как отношение ускорения Кориолиса a_k к центростремительному ускорению a_c, выраженное в процентах (рис. 2)

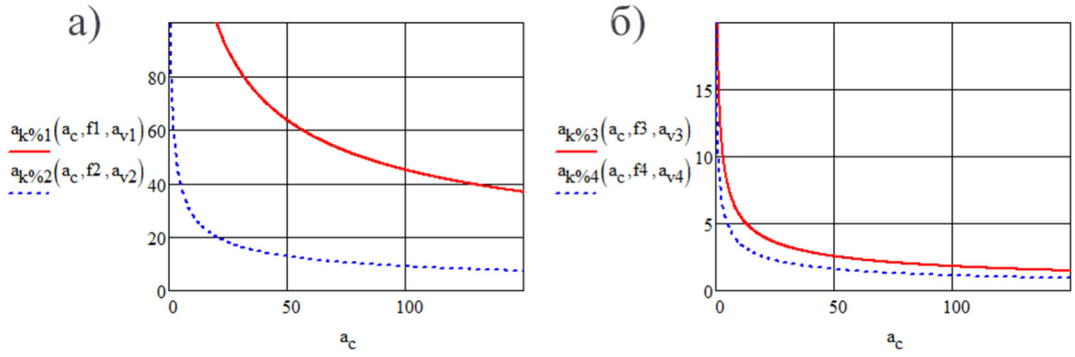


Рис. 2. Зависимость относительной величины ускорения Кориолиса от центростремительного ускорения:
а – при частотах вибраций $f1$ = 10 Гц, $f2$ = 100 Гц и виброускорениях a_{v1} = 100 м/с^2, a_{v2} = 200 м/с^2;
б – при частотах вибраций $f3$ = 1000 Гц, $f4$ = 2000 Гц и виброускорениях a_{v3} = 400 м/с^2, a_{v4} = 500 м/с^2

По полученным результатам на графике (рис. 2) видно, что с увеличением частоты вибрационного воздействия относительная величина ускорения Кориолиса по отношению к центростремительному ускорению уменьшается. Это обусловлено снижением амплитуды вибрационного движения при росте частоты при фиксированном уровне виброускорения. Установлено, что для обеспечения вклада ускорения Кориолиса менее 10% от центростремительного ускорения требуется увеличение скорости вращения ротора до определенных значений: при частоте 10 Гц – более 65 рад/с, при 100 Гц – более 13 рад/с, при 1000 Гц – более 2,5 рад/с, при 2000 Гц – более 1,5 рад/с. Однако, если увеличить радиус ротора в два раза (r = 1 м), то на самой низкой частоте вибрации 10 Гц скорость вращения ротора должна составлять более 46 рад/с.

Для наглядного представления совместного влияния частоты вибрационного воздействия и центростремительного ускорения на величину ускорения Кориолиса построена пространственная поверхность (рис. 3).

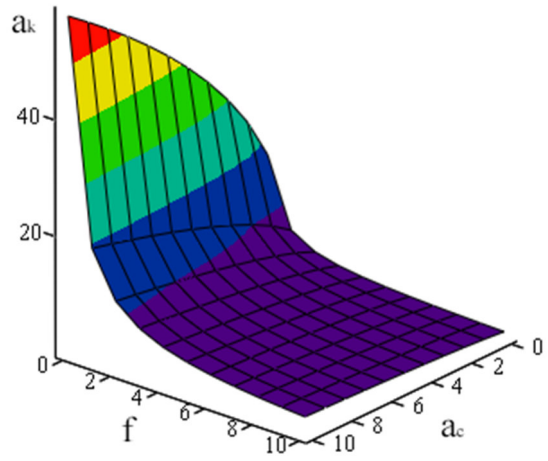


Рис. 3. Поверхность зависимости относительной величины ускорения Кориолиса от центростремительного ускорения и частоты вибрации при фиксированном виброускорении и радиусе ротора

На пространственной поверхности (рис. 3) представлены зависимости ускорения Кориолиса от частоты вибрационного воздействия и центростремительного ускорения при фиксированном значении виброускорения и постоянном радиусе ротора. Полученная поверхность демонстрирует взаимное влияние указанных параметров на величину кориолисовой составляющей.

Увеличение центростремительного ускорения, обусловленное ростом скорости вращения ротора, сопровождается ростом ускорения Кориолиса, тогда как рост частоты вибрации, при постоянном виброускорении приводит к снижению его величины за счет уменьшения амплитуды колебаний. В результате, при низких частотах вибрационного воздействия и больших значениях центростремительного ускорения вклад ускорения Кориолиса оказывается наибольшим, тогда как при высоких частотах его влияние снижается до несущественных значений.

Представленная пространственная поверхность обобщает частные зависимости, рассмотренные ранее, и позволяет комплексно оценить области допустимых режимов испытаний, в которых выполняется принятый критерий допустимости кориолисовой составляющей.

Радиус ротора оказывает существенное влияние на относительную величина ускорения Кориолиса за счет изменения соотношения между кориолисовой и центростремительной составляющими ускорения. В связи с этим построена зависимость относительной величины ускорения Кориолиса от радиуса ротора при различных режимах вибрационного и центробежного нагружения (рис. 4).

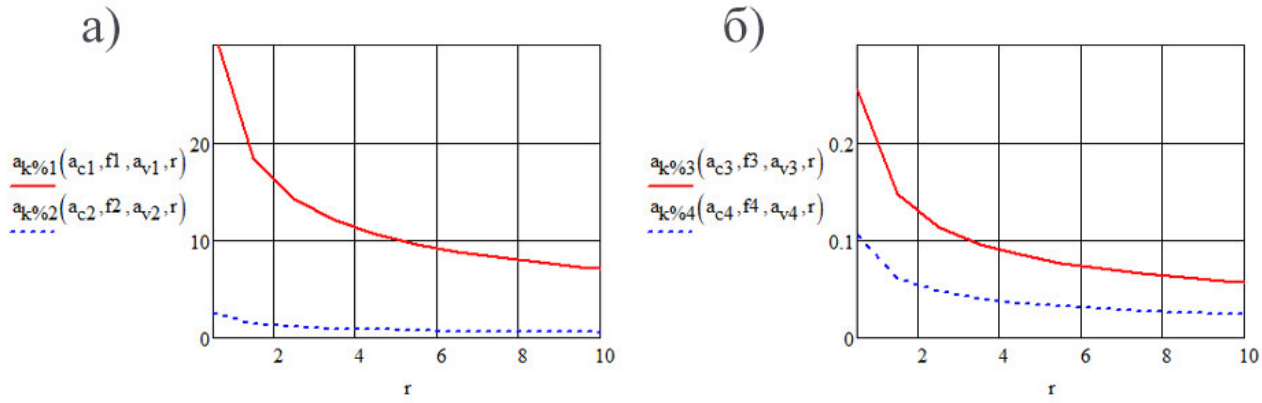


Рис. 4. Зависимость относительной величины ускорения Кориолиса от радиуса ротора при различных режимах вибрационного и центростремительного нагружения:
а – при частотах вибраций $f1$ = 10 Гц, $f2$ = 100 Гц; центростремительных ускорениях a_{c1} = 200 м/с^2, a_{c2} = 1250 м/с^2; виброускорениях a_{v1} = 100 м/с^2, a_{v2} = 200 м/с^2;
б – при частотах вибраций $f3$ = 1000 Гц, $f4$ = 2000 Гц; центростремительных ускорениях a_{c3} = 5000 м/с^2, a_{c4} = 11250 м/с^2; виброускорениях a_{v3} = 400 м/с^2, a_{v4} = 500 м/с^2

Из полученных результатов (рис. 4) следует, что увеличение радиуса ротора приводит к снижению относительной величины кориолисовой составляющей ускорения по отношению к центростремительному ускорению. Данный эффект наиболее выражен при низких частотах вибрационного воздействия (10 и 100 Гц), когда амплитуда колебаний достигает максимальных значений.

При высоких частотах вибрации (1000 и 2000 Гц) вклад ускорения Кориолиса оказывается незначительным во всем рассматриваемом диапазоне радиусов, что обусловлено малой ам-

плитудой вибрационного движения. В соответствии с принятым критерием допустимости установлено, что для обеспечения относительной величины ускорения Кориолиса менее 10% при низких частотах вибрации радиус ротора должен составлять не менее 5,5 м.

Далее рассмотрено влияние вибрационного ускорения на величину ускорения Кориолиса. Для количественного анализа использовано выражение (9), приведенное к форме, удобной для анализа через амплитуду вибраций:

$$a_k = 2 \cdot \sqrt{\frac{a_c}{r} A \cdot a_v}\,. \qquad (10)$$

В качестве характерных значений центростремительного ускорения приняты a_c = 200, 3200, 11250 м/с^2, что соответствует угловым скоростям вращения ротора 20, 80 и 150 рад/с. Амплитуда вибрационного движения A = 0,025, 0,0005, 0,00005 м. Полученные зависимости представлены на рис. 5.

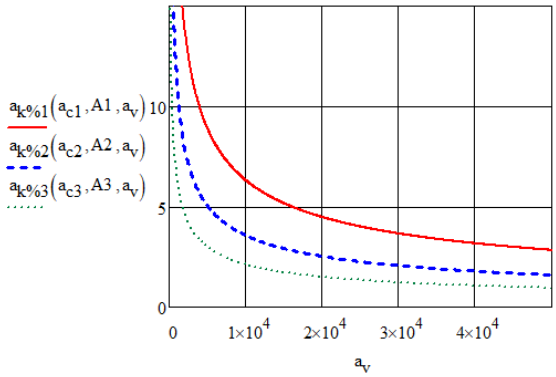


Рис. 5. Зависимость относительной величины ускорения Кориолиса от виброускорения при различных значениях центростремительного ускорения и амплитуды вибрационного движения: центростремительное ускорение a_{c1} = 200 м/с^2, a_{c2} = 3200 м/с^2, a_{c3} = 11250 м/с^2; амплитуда вибраций $A1$ = 0,025 м, $A2$ = 0,0005 м, $A3$ = 0,00005 м

Результат (рис. 5) показывает, что во всем рассматриваемом диапазоне параметров виброускорение существенно превышает ускорение Кориолиса. Относительная величина кориолисовой составляющей по отношению к виброускорению в большинстве режимов не превышает нескольких процентов.

Вместе с тем при низких частотах вибрационного воздействия и высоких скоростях вращения ротора вклад ускорения Кориолиса может возрастать и приближаться к предельному значению, принятому в работе. В частности, для обеспечения относительной величины ускорения Кориолиса менее 10% при угловой скорости вращения ротора 20 рад/с частота вибрации должна превышать 65 Гц; при 80 рад/с – 270 Гц; при 150 рад/с – 541 Гц.

Аналогично предыдущим случаям, увеличение радиуса ротора до 1 м позволяет снизить требования к минимальной частоте вибрационного воздействия: при максимальной скорости вращения ротора условие допустимости выполняется уже при частоте вибрации более 350 Гц.

Далее рассмотрено влияние виброускорения на величину ускорения Кориолиса при фиксированном значении центростремительного ускорения a_c = 3200 м/с^2. Анализ выполнен на основе относительной величины ускорения Кориолиса по отношению к виброускорению, выраженной в процентах. Результат представлен на рис. 6.

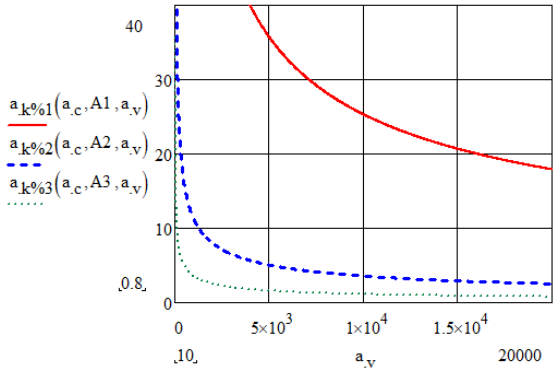


Рис. 6. Зависимость относительной величины ускорения Кориолиса от виброускорения при различных значениях амплитуды вибрационного движения: мплитуда вибраций $A1$ = 0,025 м, $A2$ = 0,0005 м, $A3$ = 0,00005 м; центростремительное ускорение a_c = 3200 м/с^2

Из представленной зависимости (рис. 6) следует, что при увеличении амплитуды вибрации вклад ускорения Кориолиса относительно виброускорения возрастает. Особенно выраженным данный эффект становится в области низких частот вибрационного воздействия, где амплитуда колебаний максимальна.

В соответствии с введенным критерием допустимости, ограничивающим относительную величину ускорения Кориолиса уровнем 10% установлено, что для обеспечения корректности воспроизведения вибрационного воздействия частота колебаний должна превышать 260 Гц.

Увеличение радиуса ротора оказывает компенсирующее влияние на кориолисову составляющую. При увеличении радиуса ротора в два раза (r = 1 м) и амплитуде вибраций A = 0,025 м минимально допустимая частота вибрационного воздействия снижается до 200 Гц.

На основе выражения (10) построена зависимость ускорения Кориолиса от амплитуды вибрационного движения (рис. 7).

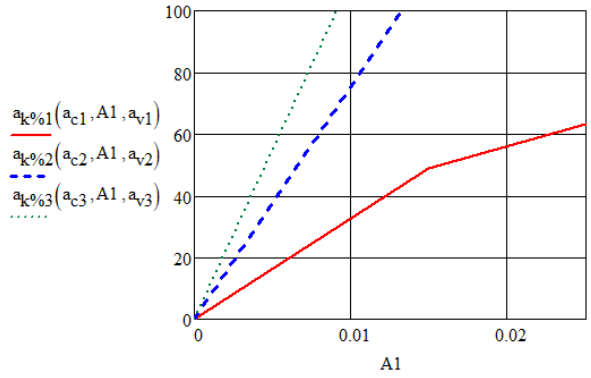


Рис. 7. Зависимость относительной величины ускорения Кориолиса от амплитуды вибрационного движения: центростремительное ускорение a_{c1} = 200 м/с^2, a_{c2} = 3200 м/с^2, a_{c3} = 11250 м/с^2; виброускорение a_{v1}= 100 м/с^2, a_{v2} = 300 м/с^2, a_{v3} = 500 м/с^2; $A1$ – амплитуда вибраций, м

Результат (рис. 7) показывает, что амплитуда вибраций оказывает существенное влияние на величину ускорения Кориолиса. При увеличении амплитуды вибрационного движения кориолисова составляющая возрастает, что особенно характерно для режимов с низкой частотой вибрации, при которых амплитуда принимает наибольшие значения. В этих условиях для ограничения вклада ускорения Кориолиса требуется увеличение радиуса ротора и (или) угловой скорости вращения.

Для комплексной оценки совместного влияния амплитуды вибрации и виброускорения на величину ускорения Кориолиса построена пространственная поверхность зависимости при фиксированном значении центростремительного ускорения (рис. 8).

На пространственной поверхности (рис. 8) представлены зависимости относительной величины ускорения Кориолиса от амплитуды вибрации и виброускорения. Анализ поверхности показывает, что наибольшие значения кориолисовой составляющей реализуются в области больших амплитуд вибрации при одновременно низких значениях виброускорения, что соответствует режимам низкочастотного вибрационного воздействия. При уменьшении амплитуды и увеличении виброускорения вклад ускорения Кориолиса существенно снижается и становится незначимым по отношению к основным задаваемым нагрузкам.

Дополнительно на основе выражения (9) построена зависимость относительной величины ускорения Кориолиса от частоты вибрации (рис. 9).

Из анализа зависимости (рис. 9) следует, что с увеличением частоты вибрации влияние ускорения Кориолиса существенно уменьшается. Это обусловлено снижением амплитуды вибрационного движения при постоянном уровне виброускорения, что приводит к уменьшению скорости относительного движения и, как следствие, кориолисовой составляющей ускорения.

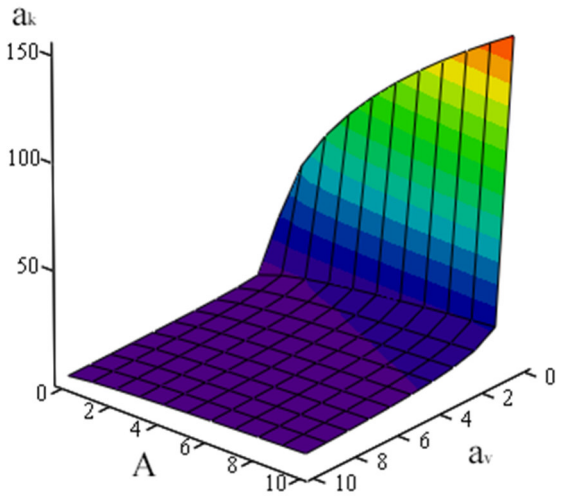


Рис. 8. Пространственная поверхность зависимости относительной величины ускорения Кориолиса от амплитуды вибрации и виброускорения при фиксированном центростремительном ускорении

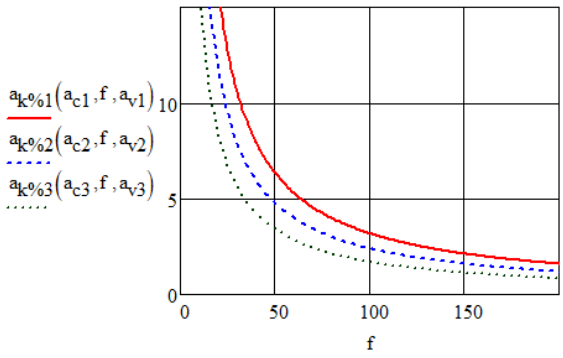


Рис. 9. Зависимость относительной величины ускорения Кориолиса от частоты вибрации: центростремительное ускорение a_{c1} = 200 м/с^2, a_{c2} = 3200 м/с^2, a_{c3} = 11250 м/с^2; виброускорение a_{v1}= 100 м/с^2, a_{v2} = 300 м/с^2, a_{v3} = 500 м/с^2

На основе проведенного параметрического анализа сформирована таблица 1, содержащая рекомендации по выбору параметров вибрационного и центробежного воздействия, при которых вклад ускорения Кориолиса не превышает допустимого уровня и не оказывает существенного влияния на корректность воспроизведения заданных нагрузок.

Рекомендательная таблица 1 содержит совокупность параметров вибрационного и центробежного нагружения, при которых ускорение Кориолиса присутствует в динамике испытательного стенда, однако его относительная величина

по отношению к задаваемым центростремительному и вибрационному ускорениям не превышает 10%.

Представленные режимы могут рассматриваться как допустимые с точки зрения корректности воспроизведения нагрузок при проведении виброиспытаний в условиях совмещения вращательного и колебательного движений.

Таблица 1

Рекомендуемые режимы испытаний виброфуги при условии ограничения влияния ускорения Кориолиса

Скорость вращения ротора, ω, рад/с	Частота вибрации, f, Гц	Амплитуда вибрации, А, мм	Виброускорение, м/с^2	Условие минимального влияния ускорения Кориолиса (менее 10%)
20	≥ 65	≤ 0,025	100 – 150	Требуется частота ≥ 65 Гц или радиус ротора ≥ 1 м
80	≥ 270	≤ 0,005	200 – 300	При частоте ≥ 270 Гц
150	≥ 540	≤ 0,001	400 – 500	При высоких частотах (≥ 540 Гц) влияние практически исчезает
20–150	≥ 1000	≤ 0,01	300 – 400	При частоте ≥ 1000 Гц влияние минимальное (≤ 5%), независимо от радиуса ротора

Заключение. В работе выполнен анализ влияния параметров вибрационного и центробежного нагружения на величину кориолисовой составляющей ускорения как одного из факторов, ограничивающих корректность воспроизведения комбинированных нагрузок в мехатронном испытательном стенде виброфуге. Показано, что при совмещении вращения ротора и продольных вибраций формируется дополнительная инерционная составляющая, не задаваемая программой испытаний.

Введён критерий допустимости, согласно которому относительная величина кориолисовой составляющей не должна превышать 10 % от основных задаваемых вибрационных и центробежных ускорений. На основе данного критерия выполнен параметрический анализ влияния частоты и амплитуды вибраций, радиуса ротора и уровня центростремительного ускорения.

Установлено, что при низких частотах вибрационного воздействия (10–100 Гц) и угловых скоростях вращения ротора 20–80 рад/с относительная величина кориолисовой составляющей может превышать 10 %, тогда как при увеличении частоты её влияние существенно снижается. Показано, что увеличение радиуса ротора с 0,5 до 1 м позволяет снизить минимально допустимую частоту вибрационного воздействия на 20–30 % при выполнении критерия допустимости.

Полученные результаты относятся к кориолисовой составляющей как одному из факторов погрешности воспроизведения нагрузок и могут использоваться при выборе режимов испытаний и комплексной оценке точности их воспроизведения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Евграфов А.Н., Каразин В.И., Хлебосолов И.О. Воспроизведение параметров движения на ротационных стендах // Теория механизмов и машин. 2003. № 1. С. 92–96

2. Каразин В.И., Козликин Д.П., Хлебосолов И.О. Об уравновешивании инерционных сил в виброцентрифугах // Теория механизмов и машин. 2007. Т. 5. С. 63–71

3. Козликин Д.П., Каразин В.И., Хлебосолов И.О. О воспроизведении виброротационных воздействий // Динамика и прочность: сб. науч. тр. Екатеринбург: УрО РАН, 2009. С. 42–44

4. Krokhmal V.V. Recommended initial pressure for the correct operation of vibrofuge based on the conducted research // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 986. Article 012009. DOI: 10.1088/1757-899X/986/1/012009

5. Zhang K., Xie J., Yang S., Fu Y. Dynamic stiffness method for in-plane free vibration of rotating beams including Coriolis effects // Journal of Sound and Vibration. 2014. Vol. 333, Issue 26. Pp. 7299–7312. DOI: 10.1016/j.jsv.2014. 08.019

6. Du S., Sun Y., Jiang W., Zhang W., Cao D. Three-dimensional performance evaluation of hemispherical Coriolis vibratory gyroscopes // Micromachines. 2023. Vol. 14, No. 2. Article 254. DOI: 10.3390/mi14020254

7. Lotfan S., Anamagh M.R., Bediz B., Ciğeroğlu E. Nonlinear resonances of axially functionally graded beams rotating with varying speed including Coriolis effects // Nonlinear Dynamics. 2022. Vol. 107. Pp. 533–558. DOI: 10.1007/s11071-021-07055-1

8. Hoskoti L., Raja S., Desai N., Dwaraknath K. Dynamic analysis of rotating cantilever blade

with gyroscopic and Coriolis coupling // Journal of Sound and Vibration. 2023. Vol. 548. Article 117526. DOI: 10.1016/j.jsv.2022.117526

9. Yuan Y., Li X., Xue H., Li X., Tang W. Vortex-induced vibration response characteristics and Coriolis force effect of riser with internal flow under different flow fields // Journal of Vibration and Shock. 2023. Vol. 42, No. 3. Pp. 165–173/

10.Zhang H., Yuan H., Sun H. Effect of Coriolis force on vibration localization characteristics of mistuned bladed disk // Journal of Vibroengineering. 2020. Vol. 22, No. 5. Pp. 1123–1137. DOI: 10.21595/jve.2020.21237

11.Liu Y.F., Wang J., Qin Z.Y., Chu F.L., Hu J.X. Multiple internal resonances of rotating composite cylindrical shells with Coriolis and centrifugal effects under varying environmental conditions // Applied Mathematics and Mechanics (English Edition). 2022. Vol. 43. Pp. 1543–1554. DOI: 10.1007/s10483-022-2904-9

12.Yang Z., Zheng W., Sun R., Dang P. Influence of Coriolis force on vibration characteristics of hard coating blisk // Machine Tool & Hydraulics. – 2023. Vol. 51, No. 10. Pp. 143–148. DOI: 10.3969/j.issn.1001-3881.2023.10.026

13.Андриенко П.А., Каразин В.И., Козликин Д.П., Хлебосолов И.О., Мурашкин С.Л., Барон Ю.М., Кириллов Н.Б., Никитов Н.В., Лямаев Б. О вибрационных движениях в испытательном стенде // Строительство уникальных зданий и сооружений. 2018. № 12 (75). С. 61–67. DOI: 10.18720/CUBS.75.12

14.Andrienko P.A., Karazin V.I., Kozlikin D.P., Khebosolov I.O. On vibrational movements in a testing bench // Advances in Mechanical Engineering. 2019. Pp. 11–17. DOI: 10.1007/978-3-030-39500-1_2

15.Каразин В.И., Хисамов А.В. Уменьшение погрешности воспроизведения заданного уровня ускорения на центробежных стендах // Неделя науки СПбГПУ. 2014. Ч. 1. С. 167–170

16. Karazin V.I., Kozlikin D.P., Sukhanov A.A., Tereshin V.A., Khlebosolov I.O. Some ways of stable counterbalancing in respect to moving masses on centrifuges // Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2017. Pp. 73–85. DOI: 10.1007/978-3-319-53363-6_9

Информация об авторах

Крохмаль Владислав Владимирович, старший преподаватель Высшей школы автоматизации и робототехники. E-mail: krohmal_vv@spbstu.ru. Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. Россия, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д.29Б.

Волков Андрей Николаевич, доктор технических наук, профессор Высшей школы автоматизации и робототехники. E-mail: volkov-and@yandex.ru. Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. Россия, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д.29Б.

Мацко Ольга Николаевна, кандидат технических наук, доцент, директор Высшей школы автоматизации и робототехники. E-mail: onmatsko@gmail.com. Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. Россия, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д.29Б.

Кочнева Ольга Владимировна, кандидат технических наук, доцент Высшей школы автоматизации и робототехники. E-mail: kov_mirny@mail.ru. Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. Россия, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д.29Б.

Романов Павел Иванович, доктор технических наук, профессор Высшей школы машиностроения. E-mail: romanov_pi@spbstu.ru. Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. Россия, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д.29Б.

Поступила 30.01.2026 г.

© Крохмаль В.В., Волков А.Н., Мацко О.Н., Кочнева О.В., Романов П.И., 2026

Krokhmal V.V., Volkov A.N., Matsko O.N., Kochneva O.V., Romanov P.I.
Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University
**E-mail: krohmal_vv@spbstu.ru*

THE EFFECT OF THE CORIOLIS COMPONENT ON THE REPRODUCTION OF LOADS IN A MECHATRONIC TEST BENCH

Abstract. *The problem of ensuring the correct reproduction of combined vibration and centrifugal loads in a mechatronic test bench, a vibrating lamp with a pneumatic spring used for dynamic and vibration testing of products in the presence of a coriolis component of acceleration, is considered. It is shown that when the*

rotor rotation and longitudinal vibrations are combined, a Coriolis inertial acceleration component occurs, which is not set by the test program and can distort the reproduced loads due to additional inertial effects on the test object.

Analytical dependences have been obtained that relate the magnitude of the coriolis component to the vibration parameters (amplitude and frequency), the radius of the rotor, and the angular velocity of its rotation. A parametric analysis of the effect of vibration frequency and amplitude, vibration acceleration, and centripetal acceleration on the relative magnitude of the coriolis component relative to the set loads in the characteristic ranges of test parameters has been performed.

An admission criterion has been introduced based on limiting the relative contribution of the coriolis component to 10%. The areas of test modes have been determined in which the influence of the coriolis component does not lead to distortion of the reproduced vibration and centrifugal loads. The results obtained can be used in the selection of test modes, as well as in evaluating the correctness of reproducing loads considering the coriolis component.

Keywords: *vibrating centrifuge, combined tests, load reproduction error, Coriolis acceleration, vibration and centrifugal loading, mechatronic test bench.*

REFERENCES

1. Evgrafov A.N., Karazin V.I., Khlebosolov I.O. Reproduction of motion parameters on rotational test rigs [Vosproizvedenie parametrov dvizheniya na rotatsionnykh stendakh]. Theory of Mechanisms and Machines. 2003. No. 1. Pp. 92–96 (rus)

2. Karazin V.I., Kozlikin D.P., Khlebosolov I.O. Balancing of inertial forces in vibrocentrifuges [Ob uravnoveshivanii inertsionnykh sil v vibrotsentrifugakh]. Theory of Mechanisms and Machines, 2007. Vol. 5. Pp. 63–71 (rus)

3. Kozlikin D.P., Karazin V.I., Khlebosolov I.O. Reproduction of vibro-rotational excitations [O vosproizvedenii vibrorotatsionnykh vozdeistvii]. In: Dynamics and Strength. Ekaterinburg, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, 2009. Pp. 42–44 (rus).

4. Krokhmal V.V. Recommended initial pressure for the correct operation of vibrofuge based on the conducted research. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 986. 012009. DOI: 10.1088/1757-899X/986/1/012009

5. Zhang K., Xie J., Yang S., Fu Y. Dynamic stiffness method for in-plane free vibration of rotating beams including Coriolis effects. Journal of Sound and Vibration. 2014. Vol. 333. No. 26. Pp. 7299–7312. DOI: 10.1016/j.jsv.2014.08.019

6. Du S., Sun Y., Jiang W., Zhang W., Cao D. Three-dimensional performance evaluation of hemispherical Coriolis vibratory gyroscopes. Micromachines. 2023. Vol. 14. No. 2. 254. DOI: 10.3390/mi14020254

7. Lotfan S., Anamagh M.R., Bediz B., Ciğeroğlu E. Nonlinear resonances of axially functionally graded beams rotating with varying speed including Coriolis effects. Nonlinear Dynamics. 2022. Vol. 107. Pp. 533–558. DOI: 10.1007/s11071-021-07055-1

8. Hoskoti L., Raja S., Desai N., Dwaraknath K. Dynamic analysis of rotating cantilever/blade with gyroscopic and Coriolis coupling. Journal of Sound and Vibration. 2023. Vol. 548. 117526. DOI: 10.1016/j.jsv.2022.117526

9. Yuan Y., Li X., Xue H., Li X., Tang W. Vortex-induced vibration response characteristics and Coriolis force effect of riser with internal flow under different flow fields. Journal of Vibration and Shock, 2023. Vol. 42. No. 3. Pp. 165–173

10. Zhang H., Yuan H., Sun H. Effect of Coriolis force on vibration localization characteristics of mistuned bladed disks. Journal of Vibroengineering, 2020. Vol. 22. No. 5. Pp. 1123–1137. DOI: 10.21595/jve.2020.21237

11. Liu Y.F., Wang J., Qin Z.Y., Chu F.L., Hu J.X. Multiple internal resonances of rotating composite cylindrical shells with Coriolis and centrifugal effects under varying environmental conditions. Applied Mathematics and Mechanics (English Edition), 2022. Vol. 43. Pp. 1543–1554. DOI: 10.1007/s10483-022-2904-9

12. Yang Z., Zheng W., Sun R., Dang P. Influence of Coriolis force on vibration characteristics of hard-coated blisks. Machine Tool & Hydraulics, 2023. Vol. 51. No. 10. Pp. 143–148. DOI: 10.3969/j.issn.1001-3881.2023.10.026

13. Andrienko P.A., Karazin V.I., Kozlikin D.P., Khlebosolov I.O., Murashkin S.L., Baron Yu.M., Kirillov N.B., Nikitov N.V., Lyamaev B.O. Vibrational motions in a testing bench [O vibratsionnykh dvizheniyakh v ispytatelnom stende]. Construction of Unique Buildings and Structures, 2018. No. 12 (75). Pp. 61–67. DOI: 10.18720/CUBS.75.12 (rus)

14. Andrienko P.A., Karazin V.I., Kozlikin D.P., Khlebosolov I.O. On vibrational movements in a testing bench. Advances in Mechanical Engineering. 2019. Pp. 11–17. DOI: 10.1007/978-3-030-39500-1_2

15. Karazin V.I., Khisamov A.V. Reduction of error in reproducing a specified acceleration level on centrifugal test rigs [Umenshenie pogreshnosti vosproizvedeniya zadannogo urovnyauskoreniya na tsentrobezhnykh stendakh]. Science Week of

SPbPU. 2014. Part 1. Pp. 167–170 (rus)

16. Karazin V.I., Kozlikin D.P., Sukhanov A.A., Tereshin V.A., Khlebosolov I.O. Some ways of stable counterbalancing with respect to moving masses on centrifuges. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2017. Pp. 73–85. DOI: 10.1007/978-3-319-53363-6_9

Information about the authors

Krokhmal, Vladislav V. Senior lecturer. E-mail: shabanov_dv@internet.ru. Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University. Russia, 195251, Saint-Petersburg, Polytechnicheskaya St., 29B.

Volkov, Andrey N. DSc, Professor. E-mail: volkov-and@yandex.ru. Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University. Russia, 195251, Saint-Petersburg, Polytechnicheskaya St., 29B.

Matsko, Olga N. PhD, Assistant professor. E-mail: onmatsko@gmail.com. Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University. Russia, 195251, Saint-Petersburg, Polytechnicheskaya St., 29B.

Kochneva, Olga V. PhD, Assistant professor. E-mail: kov_mirny@mail.ru. Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University. Russia, 195251, Saint-Petersburg, Polytechnicheskaya St., 29B.

Romanov, Pavel I. DSc, Professor. E-mail: romanov_pi@spbstu.ru. Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University. Russia, 195251, Saint-Petersburg, Polytechnicheskaya St., 29B.

Received 30.01.2026

Для цитирования:
Крохмаль В.В., Волков А.Н., Мацко О.Н., Кочнева О.В., Романов П.И. Влияние кориолисовой составляющей на воспроизведение нагрузок в мехатронном испытательном стенде // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2026. № 9. С. 121–130. DOI: 10.34031/2071-7318-2026-11-9-121-130

For citation:
Krokhmal V.V., Volkov A.N., Matsko O.N., Kochneva O.V., Romanov P.I. The effect of the coriolis component on the reproduction of loads in a mechatronic test bench. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. 2026. No. 9. Pp. 121–130. DOI: 10.34031/2071-7318-2026-11-9-121-130