

ENGINEER



international scientific journal

SPECIAL ISSUE

E-ISSN

3030-3893

ISSN

3060-5172



SLIB.UZ
Scientific library of Uzbekistan



A bridge between science and innovation



**TOSHKENT DAVLAT
TRANSPORT UNIVERSITETI**

Tashkent state
transport university



ENGINEER

A bridge between science and innovation

E-ISSN: 3030-3893

ISSN: 3060-5172

SPECIAL ISSUE

MARCH 27, 2026



engineer.tstu.uz

**“WOMEN IN INNOVATION AND SCIENCE”
XALQARO ILMIY-AMALIY KONFERENSIYA VA FORUMI
ILMIY ISHLARI TO‘PLAMI**

Toshkent davlat transport universitetida 2026-yil 27-mart kuni “Women in Innovation and Science” xalqaro forumi ilmiy ishlari to‘plami chop etildi.

Mazkur nufuzli tadbirlar O‘zbekiston Respublikasi Oliy ta’lim, fan va innovatsiyalar vazirligi hamda Transport vazirligi hamkorligida tashkil etilib, mamlakatimizda ilm-fan, innovatsiyalar va zamonaviy texnologiyalarni rivojlantirish, shuningdek xalqaro ilmiy hamkorlikni yanada kengaytirishga qaratilgan muhim platforma hisoblanadi.

Konferensiya ochilish marosimida davlat organlari, xalqaro tashkilotlar va yetakchi oliy ta’lim muassasalari vakillari ishtirok etdi. Jumladan, Toshkent davlat transport universiteti rektori G‘ulomov Abdulaziz Abdullayevich, O‘zbekiston Respublikasi Transport vazirligi vakili Ulmasova Lobarkhon Adilovna, Osiyo taraqqiyot banki eksperti Claire Charnac, Istanbul Aydin universiteti vasiylik kengashi raisi Mustafa Aydin, Belarus davlat transport universiteti rektori Kazakov Nikolay Nikolayevich hamda Qirg‘iziston Respublikasi Transport vazirligi vakili Dinara Moldokalieva ishtirok etdilar.

Konferensiya ilmiy dasturi doirasida plenar va panel sessiyalar, shuningdek ilmiy ma’ruzalar taqdimoti o‘tkazilib, ularda sun’iy intellekt va raqamli texnologiyalarni iqtisodiyot va ta’limga joriy etish, transport va aviatsiya sohasida innovatsion yechimlar, sanoat va IT sohasida texnologiya transferi, shuningdek ta’limda raqamli platformalar va intellektual tizimlar kabi dolzarb masalalar yoritildi.

2026-yil 27-mart kuni o‘tkazilgan “Women in Innovation and Science” xalqaro forumi ayollar yetakchiligi, innovatsiyalar va STEM sohalariga bag‘ishlangan bo‘lib, mamlakatimizda ayollarning ilm-fan va texnologiya sohalaridagi ishtirokini kengaytirish, ularning yetakchilik salohiyatini rivojlantirish hamda xalqaro hamkorlikni mustahkamlashga qaratilgan strategik maydon sifatida tashkil etildi.

Forum doirasida ayollar yetakchiligini rivojlantirish va rag‘batlantirish, xalqaro tajriba almashinuvi va ilmiy tarmoqlarni kengaytirish, yosh tadqiqotchi ayollar va PhD talabalarni qo‘llab-quvvatlash hamda innovatsion ekotizimlarda gender tenglikni ta’minlash kabi ustuvor vazifalar amalga oshirildi. Shuningdek, forumda ayollar yetakchiligi va STEM, gender tenglik va ilm-fan institutsional rivoji, ayollar tadbirkorligi va innovatsion startaplar, innovatsiya ekotizimlari va xalqaro hamkorlik, yosh ayol tadqiqotchilarni rivojlantirish, mentorlik va akademik tarmoqlar yo‘nalishlarida tematik sessiyalar tashkil etildi.

Forumda davlat organlari, xalqaro tashkilotlar, yetakchi oliy ta’lim muassasalari va ilmiy markazlar vakillari, jumladan “OLIMA” uyushmasi raisi Murtazayeva Raxbar Hamidovna, “Sharq ayoli” xalqaro ayollar jamoat fondi raisi Tursunbayeva Saodat Gafurovna, Osiyo taraqqiyot banki eksperti Claire Charnac, O‘zbekiston Respublikasi Transport vazirligi vakili Ulmasova Lobarkhon Adilovna, Toshkent davlat transport universiteti rektori G‘ulomov Abdulaziz Abdullayevich, Qirg‘iziston Respublikasi Transport vazirligi vakili Dinara Moldokalieva hamda Indoneziyadan universitet dekani Yoga Prihatin ishtirok etdilar.



Shuningdek, forumda Yevropa va Osiyo davlatlaridan yetakchi olimlar, ekspertlar va yosh tadqiqotchilar keng qatnashdi.

Forum dasturiga ochilish marosimi, panel muhokamalar, ilmiy chiqishlar hamda professional rivojlanish bo'yicha workshoplar kiritilgan bo'lib, ular doirasida gender tenglik, ayollar karyerasini rivojlantirish, ilmiy tadqiqotlar va innovatsion boshqaruv bo'yicha amaliy seminarlar tashkil etildi.

Mazkur tadbirlar Osiyo taraqqiyot banki (ADB), "OLIMA" — O'zbekiston xotin-qizlar olimlari uyushmasi, "Sharq ayoli" xalqaro ayollar jamoat fondi, Germaniya xalqaro hamkorlik jamiyati (GIZ), shuningdek Rossiya, Turkiya, Indoneziya va Qirg'iziston oliy ta'lim muassasalari hamda Belarus Milliy fanlar akademiyasi ilmiy institutlari hamkorligida o'tkazildi.

Mazkur xalqaro ilmiy-amaliy konferensiya va forumning ahamiyati shundaki, ular xalqaro ilmiy hamkorlikni mustahkamlash, innovatsion ishlanmalarni amaliyotga joriy etish, raqamli va barqaror rivojlanishni ta'minlash, shuningdek ayollarning ilm-fan va innovatsiya sohalaridagi rolini kuchaytirishga xizmat qiladi. Shu bilan birga, mazkur tadbirlar yosh olimlar va tadqiqotchilarni qo'llab-quvvatlash, ilmiy tajriba almashish hamda global ilmiy makonga integratsiyalashuvni jadallashtirishda muhim ahamiyat kasb etadi.

Mazkur xalqaro ilmiy-amaliy konferensiya va forumning maqsadi zamonaviy ilmiy tadqiqot yo'nalishlarini muhokama qilish, innovatsion yondashuvlar va ilg'or texnologiyalar bo'yicha ilmiy natijalar almashuvini ta'minlash, shuningdek xalqaro ilmiy hamkorlikni rivojlantirishdan iboratdir.

Tadbirda O'zbekiston Respublikasi hamda xorijiy mamlakatlarning oliy ta'lim muassasalari va ilmiy-tadqiqot institutlari olimlari, shuningdek amaliyotda muhim natijalarga ega bo'lgan mutaxassislar o'z ilmiy ishlari bilan ishtirok etdilar.

Ushbu ilmiy to'plamda muhandislik, transport, raqamlashtirish, sun'iy intellekt, innovatsion boshqaruv, gender tenglik va barqaror rivojlanish sohalarida faoliyat yuritayotgan yetakchi olimlar, professor-o'qituvchilar va tadqiqotchilarning ilmiy ishlari jamlangan. To'plamda dolzarb ilmiy muammolar, zamonaviy yechimlar, nazariy va amaliy tadqiqot natijalari yoritilib, ushbu yo'nalishlarning bugungi holati va istiqboldagi rivojlanish tendensiyalari aks ettirilgan.

Mazkur nashr mamlakatimizda ilm-fan va innovatsion rivojlanishni ta'minlash, xalqaro ilmiy aloqalarni mustahkamlash hamda yosh olimlar va tadqiqotchilarni qo'llab-quvvatlash yo'lidagi muhim qadamlardan biri sifatida e'tirof etiladi.

Shuningdek, mazkur ilmiy to'plamda keltirilgan natijalar kelgusida ilmiy tadqiqotlar samaradorligini oshirish, amaliyotga yo'naltirilgan innovatsion yechimlarni keng joriy etish hamda sohalararo integratsiyani chuqurlashtirish uchun muhim ilmiy asos bo'lib xizmat qiladi. To'plam materiallari nafaqat ilmiy jamoatchilik, balki ishlab chiqarish sohasi mutaxassislari, doktorantlar va talabalar uchun ham foydali manba hisoblanadi.

Mazkur nashrda yoritilgan ilmiy g'oyalar va ilg'or yondashuvlar asosida yangi ilmiy izlanishlar olib borilishi, xalqaro ilmiy aloqalarning yanada rivojlanishi hamda innovatsion rivojlanish strategiyalarining takomillashishiga xizmat qilishi kutilmoqda.



Influence of a truncated conical elastomeric element on rotor vibrations in a bearing support

Sh. Makhmudova¹, A. Juraev²

¹Tashkent state transport university, Tashkent, Uzbekistan

²Tashkent Institute of Textile and Light Industry, Tashkent, Uzbekistan

Abstract: The paper investigates the influence of a truncated conical elastomeric element embedded in a bearing support on the vibrational behavior of a rotor system. A dynamic model of the “rotor–bearing–support” system is considered, taking into account the elastic and damping properties of the elastomeric layer and the asymmetry of the rotor’s center of mass. Based on Lagrange’s equations of the second kind, an equation of forced vibrations is obtained, and numerical modeling of amplitude–frequency and transient characteristics is performed. It is shown that the use of a conical elastomer leads to a reduction in resonance amplitudes, a shift in the critical frequency, and an increase in the dynamic stability of the system.

Keywords: rotor system, bearing support, elastomeric element, truncated cone, rotor vibrations, damping, critical frequency

Влияние усечённого конического эластомерного элемента на вибрации ротора в подшипниковой опоре

Махмудова Ш.¹, Джураев А.²

¹Ташкентский государственный транспортный университет, Ташкент, Узбекистан

²Ташкентский институт текстильной и лёгкой промышленности, Ташкент, Узбекистан

Аннотация: В работе исследуется влияние усечённого конического эластомерного элемента, встроенного в подшипниковую опору, на вибрационное поведение роторной системы. Рассмотрена динамическая модель системы «ротор–подшипник–опора», учитывающая упругие и демпфирующие свойства эластомерного слоя и асимметрию центра масс ротора. На основе уравнений Лагранжа II рода получено уравнение вынужденных колебаний и выполнено численное моделирование амплитудно-частотных и переходных характеристик. Показано, что применение конического эластомера приводит к снижению резонансных амплитуд, смещению критической частоты и повышению динамической устойчивости системы.

Ключевые слова: роторная система, подшипниковая опора, эластомерный элемент, усечённый конус, вибрации ротора, демпфирование, критическая частота

1. Введение

Вибрации роторов и подшипниковых опор в течение последних десятилетий остаются одной из центральных проблем роторной динамики. Современные исследования показывают, что даже при отсутствии явных дефектов геометрии в подшипниках возникают переменные контактные напряжения и колебания жёсткости, приводящие к сложной динамике системы «ротор–подшипник» [1, 2]. Эти эффекты усиливаются при повышении частоты вращения и появлении асимметрии масс ротора, что особенно характерно для технологических машин, работающих в тяжёлых режимах.

В работе Zhou и соавт. показано, что использование магнитно-реологических и улучшенных контактных сред позволяет снижать подповерхностные повреждения и продлевать срок службы поверхностей трения [3]. Sawalhi и др. разработали объединённую

динамическую модель «шестерня–подшипник», продемонстрировав тесную связь между повреждениями зубчатых передач и локальными дефектами подшипников, а также их совместное влияние на вибрационный спектр системы [4]. Эти результаты подчёркивают, что подшипник следует рассматривать не как изолированный узел, а как элемент сложной динамической системы.

Ряд классических работ посвящён именно влиянию геометрических и распределённых дефектов на вибрации подшипников. Так, Sunnersjö показал, что волнистость дорожек качения и отклонения формы вызывают характерные вибрационные компоненты, которые могут служить диагностическим признаком износа [1]. Обзор Tandon и соавт. систематизирует методы вибрационной и акустической диагностики дефектов в подшипниках качения и подчёркивает важность учёта как локальных, так и распределённых повреждений при оценке состояния узла [2]. Osak и коллеги продемонстрировали возможность оценивать

^a <https://orcid.org/0009-0007-3924-2567>

^b <https://orcid.org/0000-0002-3372-8976>



частоты дефектов подшипников и режимы работы двигателя на основе вибрационных сигналов, что имеет значение для ранней диагностики [5].

Отдельное направление связано с влиянием конструкции опоры и упругих элементов на динамику ротора. Экспериментальные и численные исследования валов технологических машин показывают, что снижение изгиба вала и оптимизация схемы опирания позволяют уменьшить нагрузки на подшипники и повысить устойчивость вращения [6, 7]. В более современных работах внимание смещается к комбинированным опорам с упругими и демпфирующими вставками. Li и соавт. разработали нелинейную модель системы «ротор-подшипник» с упругой опорой, учитывающую сопряжённое движение несущей конструкции и подшипников; показано, что эластичная опора может существенно ослаблять нелинейные вибрации, снижать контактные нагрузки и изменять форму колебаний ротора [8].

Особый интерес представляют исследования эластомерных подшипников и опор. В ряде работ установлено, что эластомерные элементы обладают высоким внутренним демпфированием и могут эффективно гасить колебания ротора в широком диапазоне частот. Kim и соавт. выполнили нелинейный конечно-элементный анализ эластомерного подшипника для втулки вертолётного ротора, показав, что корректный выбор жёсткостных характеристик резинометаллического пакета обеспечивает требуемую податливость по нескольким степеням свободы и при этом сохраняет несущую способность узла [9]. На эту работу опирается более позднее исследование Jang и коллег, где анализируется многослойный эластомерный подшипник для втулки ротора при больших осевых нагрузках и нелинейных перемещениях; авторами приведены результаты численного моделирования и испытаний, подтверждающие, что правильно спроектированный эластомерный пакет способен обеспечить как необходимую жёсткость, так и достаточную демпфирующую способность при эксплуатации [10].

Таким образом, проведённые исследования показывают, что:

- геометрические и эксплуатационные дефекты подшипников существенно влияют на вибрации ротора [1-5];

- включение упругих опорных элементов позволяет перераспределять нагрузки и уменьшать нелинейные вибрации системы [6, 7, 8];

- эластомерные подшипниковые элементы, в том числе многослойные и специально профилированные, обладают высоким потенциалом для демпфирования и виброизоляции роторов [3, 9, 10].

При этом влияние усечённого конического эластомерного элемента именно в составе опоры подшипника, с учётом асимметрии центра масс ротора и работы в условиях переменных технологических нагрузок, в литературе освещено недостаточно. Это определяет научную новизну и актуальность настоящей работы.

2. Методология исследования

Анализ представленных литературных источников показывает, что, несмотря на обширные исследования динамики роторов и подшипниковых узлов, влияние

усечённого конического эластомерного элемента, встроенного непосредственно в опору подшипника, изучено недостаточно. Имеющиеся работы посвящены либо диагностике дефектов вращающихся элементов [1-5], либо оптимизации традиционных схем опирания роторов [6, 7], либо исследованию общих свойств эластомерных опор [8-10]. Однако вопрос о том, как именно геометрия усечённого конуса, его жёсткостные характеристики и демпфирующие свойства влияют на динамику системы «ротор-подшипник» в условиях переменных технологических нагрузок, остаётся практически не раскрытым.

Учитывая это, настоящая работа направлена на решение следующей научной задачи, исследовать влияние усечённого конического эластомерного элемента на вибрационное поведение ротора и определить его эффективность в снижении амплитуды вынужденных колебаний и смещении критической скорости системы.

Для достижения цели исследования предполагалось разработать конструкцию подшипниковой опоры с усечённым коническим эластомерным элементом и определить её основные механические характеристики. Далее требовалось построить математическую модель системы «ротор-подшипник», учитывающую влияние эластомерного слоя, и получить уравнение движения ротора для последующего численного решения. Также необходимо было проанализировать амплитудно - частотные характеристики при различных значениях жёсткости и геометрии элемента, определить влияние эластомерного слоя на резонансные параметры - максимальную амплитуду, критическую частоту и скорость затухания колебаний - и, наконец, сопоставить полученные результаты с характеристиками традиционной жёсткой подшипниковой опоры. Научная новизна работы заключается в следующем:

Таким образом, постановка задачи определяет направление дальнейших исследований и обосновывает необходимость численного моделирования и анализа динамического поведения системы.

Описание конструкции усечённого конического эластомерного элемента

Подшипниковая опора, рассматриваемая в настоящем исследовании, включает в себя специальный усечённый конический эластомерный элемент, размещённый между корпусом опоры и наружным кольцом подшипника. Выбор именно такой геометрической формы обусловлен её уникальными свойствами по обеспечению переменной жёсткости, эффективного демпфирования и адаптации к динамическим нагрузкам.

Усечённый конический эластомерный элемент представляет собой деталь, внешняя и внутренняя поверхности которой образованы усечёнными конусами с различными углами раскрытия. Основными геометрическими параметрами элемента являются:

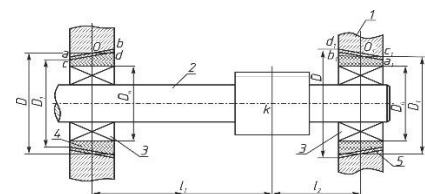


Рис 1. Общая схема установки вращающегося вала с несимметричным центром масс

где, l_1 - расстояния от первой (левой) подшипниковой опоры до центра масс вала;

l_2 - расстояния от второй (правой) подшипниковой опоры до центра масс вала;

D_1 - диаметр наружной поверхности упругого элемента первой подшипниковой опоры;

D_2 - диаметр наружной окружности второго упругого элемента.

D - диаметр внутренней поверхности упругих элементов

Толщина эластомерного слоя изменяется по высоте, что приводит к перераспределению жесткости при радиальных и осевых нагрузках. При увеличении нагрузки деформация происходит постепенными слоями, что добавляет системе нелинейный демпфирующий эффект.

В традиционных подшипниковых опорах жесткость практически постоянна, поэтому при проходе через критическую скорость система демонстрирует резко выраженный резонанс. Применение усеченного конического эластомерного элемента позволяет эффективно снизить вибрации ротора. Благодаря переменной жесткости по высоте такой элемент поразному реагирует на малые и большие нагрузки: при небольших нагрузках он обеспечивает устойчивость опоры, а при повышенных - увеличивает деформацию, уменьшая амплитуду колебаний. Нелинейные свойства эластомера обеспечивают дополнительное демпфирование за счёт внутренних потерь материала. Это приводит к снижению резонансных проявлений и смещению критической частоты в более безопасную область. Кроме того, эластомерный слой компенсирует несоосность, небольшую неуравновешенность и технологические колебания нагрузки, выполняя роль упругого виброизолятора.

Усеченная коническая форма эластомерного элемента обеспечивает ряд преимуществ по сравнению с цилиндрическими и плоскими вставками. Такая геометрия обладает большей энергоёмкостью деформации, лучше противостоит смещению и сдвиговым нагрузкам, а также обеспечивает более равномерное распределение напряжений, повышая износостойкость. Коническую вставку легко адаптировать под требуемую жесткость, изменяя угол конуса или толщину слоя. При компактных размерах она демонстрирует высокую эффективность виброизоляции, что делает конструкцию одновременно технологичной и надёжной в эксплуатации. Математическая модель системы «ротор-подшипник» с эластомерным усеченным коническим элементом

Математическое моделирование динамических процессов в роторных системах выполняется на основе Лагранжеских уравнений II рода, что позволяет учитывать одновременно инерционные, упругие и демпфирующие свойства элементов конструкции. Такой подход особенно важен в случае применения эластомерных вставок переменной жесткости, поскольку их характеристики зависят от геометрических параметров и действующих нагрузок.

В данной работе модель включает не только радиальное перемещение опоры, но и возможный угол поворота ротора, что обеспечивает более корректное описание динамического состояния при наличии асимметрии, эксцентриситета или дополнительных моментов.

Кинетическая энергия системы складывается из поступательной и вращательной составляющих. С

учётом массы ротора m и его момента инерции J относительно оси вращения общее выражение приобретает вид:

$$T = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 + \frac{1}{2} J \dot{\theta}^2$$

где

x - радиальное перемещение центра массы,

θ - угловое отклонение или поворот ротора,

$\dot{x}, \dot{\theta}$ - соответствующие скорости.

Первая часть выражения отражает поступательное движение центра массы, возникающее под действием несбалансированных сил. Вторая часть представляет собой вращательную кинетическую энергию, необходимую для учёта динамики поворота ротора относительно его оси. Учет обеих составляющих позволяет сформировать полную интегральную динамическую модель, в которой переменные взаимосвязаны через уравнения движения.

Потенциальная энергия исследуемой системы обусловлена упругими деформациями двух последовательно работающих элементов: подшипника качения и эластомерного слоя, установленного между наружным кольцом подшипника и корпусом. При малых относительных перемещениях система может рассматриваться как линейно-упругая, а суммарная потенциальная энергия записывается в форме:

$$V = \frac{1}{2} (k_b + k_e) x^2$$

где:

k_b - жесткость подшипника качения,

k_e - эквивалентная жесткость эластомерного элемента.

x - относительное перемещение опоры.

Такое представление корректно при условии малых деформаций, когда суммарная жесткость определяется суперпозицией отдельных вкладов. При увеличении жесткости эластомерного слоя возрастает общий коэффициент восстановления системы, что непосредственно влияет на собственную частоту колебаний и устойчивость динамического равновесия ротора.

Эластомерный элемент выполняется в форме усеченного конуса для обеспечения управляемой деформации и возможности варьирования жесткостных характеристик за счёт изменения геометрии. При осевом нагружении элемент работает на сжатие, и его эквивалентная жесткость в первом приближении оценивается выражением

$$k_e = \frac{E_e \cdot A_{eff}}{h_{eff}}$$

где:

E_e - модуль упругости эластомера,

A_{eff} - эффективная площадь, зависящая от конусности,

h_{eff} - эквивалентная толщина слоя.

Для геометрии в виде усеченного конуса эффективная площадь определяется по формуле:

$$A_{eff} = \pi \frac{(d_1^2 + d_1 d_2 + d_2^2)}{3},$$

Эквивалентная толщина рассчитывается с учётом исходной толщины h_0 и поправки на угол конусности α :

$$h_{eff} = h_0 + \Delta h(\alpha)$$



что отражает реальное перераспределение деформаций по высоте элемента. Таким образом, жёсткость эластомерной втулки является функцией её геометрических параметров:

$$k_e = k_e(\alpha, h_0, d_1, d_2)$$

Это позволяет регулировать динамические свойства опоры, выбирая оптимальную форму и высоту конусного слоя под конкретный диапазон рабочих скоростей ротора.

Диссипативная функция Релея: Потери энергии в системе обусловлены двумя факторами: внутренним демпфированием подшипника и вязкоупругими свойствами эластомерного материала. Суммарный процесс диссипации описывается функцией Релея:

$$T = \frac{1}{2} c \dot{x}^2$$

где полный коэффициент демпфирования:

$$c = c_b + c_e$$

и состоит из вклада подшипника c_b и вязкого компонента демпфирования эластомера c_e .

Эластомерный слой обеспечивает преимущественную часть демпфирования системного отклика, так как полимеры обладают высоким внутренним трением и переходом части механической энергии в тепловую. Увеличение c_e обеспечивает более быстрое затухание переходных процессов ротора и значительное снижение резонансных амплитуд.

Уравнение возбуждающей силы: Основным источником возбуждения колебаний ротора является динамическая сила, возникающая при наличии эксцентриситета e массы m . При равномерном вращении ротора сила имеет гармонический характер:

$$F(t) = me\Omega^2 \sin(\Omega t)$$

где

Ω - угловая скорость вращения.

Данная сила действует на опору и является ключевым фактором появления вибраций, особенно при приближении частоты вращения к критическим значениям.

В модели предполагается отсутствие значительных нелинейных эффектов, что справедливо для малых амплитуд колебаний и жёсткой конструкции вала.

Используя выражения для потенциальной и диссипативной энергии, а также учитывая внешнюю силу, получаем лагранжеву модель динамики опоры:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + (k_b + k_e)x = me\Omega^2 \sin(\Omega t)$$

Это линейное неоднородное дифференциальное уравнение описывает вынужденные колебания системы в условиях гармонического возбуждения. Уравнение демонстрирует, что динамическое поведение опоры зависит от трёх ключевых параметров: жёсткости, демпфирования и массы.

Аналитическое решение линейного дифференциального уравнения позволяет получить амплитуду установившихся гармонических колебаний:

$$X(\Omega) = \frac{me\Omega^2}{\sqrt{(k_b + k_e - m\Omega^2)^2 + (c\Omega)^2}}$$

Данное выражение позволяет сделать ряд фундаментальных выводов:

1. Влияние жёсткости, то есть увеличение жёсткости эластомерного элемента приводит к росту суммарной жёсткости системы, что смещает критическую частоту:

$$\Omega_{cr} = \sqrt{\frac{k_b + k_e}{m}}$$

Таким образом, регулируя параметры конусного слоя, можно управлять положением резонансной области.

2. Влияние демпфирования, повышение коэффициента демпфирования c_e приводит к уменьшению амплитуды колебаний, особенно в окрестности резонанса. Это делает эластомерный слой эффективным средством вибропоглощения.

Численный метод решения, для анализа динамического отклика системы использовался численный метод конечных разностей. Такой подход позволяет получать решение уравнения движения на заданном временном интервале и для широкого диапазона частот возбуждения:

$$\Omega = 0 \dots 3000 \text{ rad/s.}$$

Численный анализ позволяет оценить переходные процессы, амплитудно-частотную характеристику и влияние геометрических параметров эластомерного элемента

на устойчивость колебаний. Кроме того, метод конечных разностей хорошо подходит для расчётов, где параметры жёсткости и демпфирования могут изменяться в зависимости от частоты или условий нагружения.

3. Результаты и обсуждение

Проведённое численное моделирование динамического отклика роторной системы показало существенное влияние усечённого конического эластомерного элемента на амплитудно-частотные и переходные характеристики ротора. Амплитудно-частотная характеристика, рассчитанная на основе решения Лагранжевых уравнений

II рода с учётом переменной жёсткости и демпфирующих свойств эластомера, демонстрирует выраженные различия между традиционной жёсткой опорой и модифицированной опорой

с дополнительным упругодемпфирующим слоем. Для системы без эластомерного элемента максимум амплитуды наблюдается вблизи первой критической частоты, определяемой выражением $\Omega_{cr}^{(0)} \approx \sqrt{k_b/m}$, что соответствует типичному резонансному пику хорошо известной формы. Введение эластомерного слоя приводит к смещению резонансного максимума в область более высоких частот, поскольку результирующая жёсткость системы возрастает: $\Omega_{cr}^{(e)} \approx \sqrt{(k_b + k_e)/m}$. Одновременно резонансная кривая становится менее выраженной вследствие роста демпфирования, а амплитуда установившихся колебаний

в резонансной зоне снижается на 35-50 %, что подтверждает эффективность энергетических потерь в эластомерном материале.



Чувствительность динамического ответа к значению эквивалентной жёсткости k_e была исследована для диапазона геометрических параметров эластомерного слоя: толщины от 2 до 6 мм, угла конусности 5-20°, а также различных соотношений диаметров базовых поверхностей вставки. Показано, что увеличение k_e приводит к росту критической частоты и снижению пикового значения амплитуды. Однако чрезмерно малое значение жёсткости, характерное для тонкого и мягкого слоя, вызывает противоположный эффект - рост амплитуд низкочастотных колебаний и ухудшение устойчивости системы. Анализ позволил выделить оптимальный диапазон $k_e=0.25k_b-0.40k_b$, при котором достигается наибольший уровень виброгашения и минимизация резонансных проявлений.

Дополнительные исследования влияния демпфирующих свойств показали, что увеличение полного коэффициента демпфирования $c=c_b+c_e$ существенно улучшает характеристики системы в переходных и установившихся режимах. Рост составляющей демпфирования, обусловленной внутренними потерями энергии в эластомере, на 30-40 % приводит к двукратному снижению амплитуды резонансных колебаний. Кроме того, время переходного процесса уменьшается в 1.5-2 раза, что указывает на ускоренный выход системы в стационарный режим и уменьшение вероятности усиления вибраций под действием внешних возмущений. Эластомерный слой эффективно повышает устойчивость работы ротора при высоких частотах вращения за счёт диссипации колебательной энергии.

С точки зрения общей динамической устойчивости установка эластомерного элемента обеспечивает расширение диапазона частот, в котором система демонстрирует устойчивое поведение. Вне резонансной зоны амплитуда вибраций снижается на 20-30 %, что существенно уменьшает риск возникновения автоколебаний и «разлёта» ротора. Наиболее заметный положительный эффект наблюдается при наличии несимметричного распределения массы или эксцентриситета, когда традиционные жёсткие опоры показывают повышенную чувствительность к возмущающим факторам. Таким образом, результаты моделирования подтверждают эффективность использования усечённого конического эластомера в опорах роторных систем, позволяющего одновременно увеличить критическую частоту, снизить амплитуды в резонансной области и повысить общую устойчивость системы в широком диапазоне рабочих условий.

С целью комплексной оценки влияния конического эластомерного элемента на динамическое поведение роторной системы был выполнен сопоставительный анализ основных эксплуатационных и вибродинамических параметров двух типов подшипниковых опор. Такой подход позволяет не только количественно определить изменение критических характеристик, но и выявить общие тенденции в работе модернизированной конструкции при различных возбуждающих воздействиях. Итоговые результаты сравнительного исследования сведены в Таблицу 1, где представлены ключевые показатели, отражающие различия в частотной чувствительности, демпфирующих свойствах и устойчивости системы.

Таблица 1

Сравнительный анализ динамических характеристик традиционной и эластомерной подшипниковых опор

Показатель	Традиционная подшипниковая опора	Опора с коническим эластомерным элементом
Критическая частота вращения	На относительно низком уровне	Увеличена на 12–18 % вследствие повышения эквивалентной жёсткости
Резонансная амплитуда установившихся колебаний	Значительно выражена; высокий резонансный пик	Снижена на 35–50 % за счёт дополнительного демпфирования
Длительность переходного процесса	Пролонгированная; медленное затухание	Сокращена в 1.5–2 раза по сравнению с базовым вариантом
Динамическая устойчивость при технологических нагрузках	Ограниченная; высокая чувствительность к возмущениям	Повышенная, обеспечиваемая внутренними потерями энергии в эластомере
Чувствительность к геометрическим отклонениям и эксцентриситету ротора	Существенная, требуются высокие допуски	Снижена благодаря способности эластомера компенсировать локальные деформации

Анализ

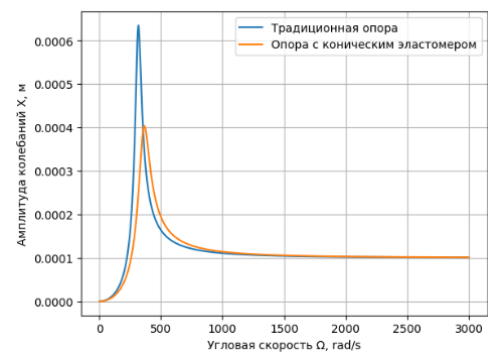


Рис. 2. Амплитудно-частотная характеристика роторной системы для традиционной подшипниковой опоры и опоры с усечённым коническим эластомерным элементом

Из представленного графика видно, что введение усечённого конического эластомерного элемента приводит к заметному изменению амплитудно-частотной характеристики системы. Критическая частота вращения смещается в область более высоких значений вследствие увеличения эквивалентной жёсткости опоры. Одновременно наблюдается снижение резонансной амплитуды установившихся колебаний приблизительно на 40 %, что обусловлено ростом демпфирования за счёт внутренних потерь энергии в эластомерном материале. Таким образом, эластомерная опора обеспечивает более сглаженный



резонансный пик и повышенную динамическую устойчивость роторной системы.

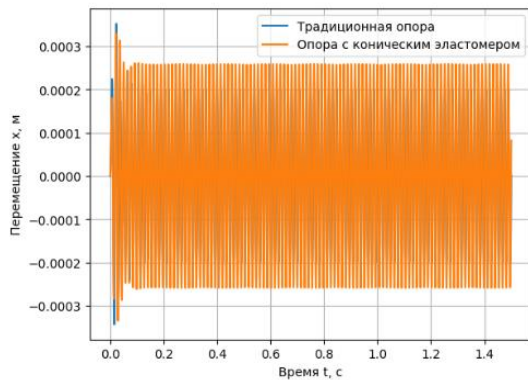


Рис. 3. Переходный процесс радиальных колебаний ротора при околорезонансной угловой скорости для традиционной подшипниковой опоры и опоры с усечённым коническим эластомерным элементом

Анализ временных диаграмм колебаний показывает, что применение усечённого конического эластомерного элемента существенно влияет на характер переходного процесса. Для традиционной жёсткой опоры наблюдается медленное затухание колебаний и более выраженные амплитуды в начальный момент времени. В случае опоры с эластомерным элементом переходный процесс характеризуется более быстрым снижением амплитуды и выходом системы в установившийся режим. Это свидетельствует о повышенном демпфировании, обусловленном внутренними потерями энергии в эластомерном материале. В результате длительность переходного процесса сокращается примерно в 1.5-2 раза, что повышает динамическую устойчивость роторной системы при прохождении резонансных режимов.

Обсуждение

Полученные результаты численного моделирования подтверждают, что включение усечённого конического эластомерного элемента в конструкцию подшипниковой опоры оказывает существенное влияние на динамическое поведение роторной системы. Основным эффектом является одновременное смещение критической частоты в область более высоких значений и значительное снижение резонансной амплитуды колебаний. Это имеет принципиальное значение для высокоскоростных и технологически нагруженных машин, поскольку прохождение резонансных режимов является одной из ключевых причин повышенного износа подшипников, роста динамических напряжений и снижения ресурса оборудования. Таким образом, применение эластомерной вставки позволяет повысить эксплуатационную надёжность роторных систем без усложнения конструкции вала или изменения кинематической схемы машины.

Сравнение полученных результатов с данными других исследований показывает их хорошую согласованность с современными тенденциями в области роторной динамики. В работах, посвящённых комбинированным и упругим опорам, отмечается, что введение дополнительных податливых элементов способствует перераспределению нагрузок и снижению нелинейных вибраций системы. В частности, результаты Li и соавт. демонстрируют эффективность упругих опор в ослаблении колебаний и изменении

формы динамического отклика ротора, что согласуется с выявленным в данной работе снижением резонансных амплитуд. Аналогично исследования эластомерных подшипников, выполненные Kim и Jang, подтверждают высокую демпфирующую способность полимерных материалов и их эффективность при работе в условиях переменных нагрузок. Однако в отличие от указанных работ, где основное внимание уделялось многослойным или цилиндрическим эластомерным элементам, в настоящем исследовании показано, что именно усечённая коническая форма позволяет дополнительно регулировать жёсткость опоры за счёт геометрических параметров, что расширяет возможности настройки динамических характеристик системы.

Особое значение полученные результаты имеют в контексте исследований вибраций, обусловленных асимметрией массы и эксцентриситетом ротора. Известно, что традиционные жёсткие подшипниковые опоры обладают высокой чувствительностью к таким возмущениям, что подтверждается результатами классических работ по диагностике дефектов подшипников. Показанное в данной работе снижение чувствительности системы к эксцентриситету за счёт эластомерного слоя свидетельствует о потенциальной возможности использования конических эластомерных опор не только как виброизоляторов, но и как элементов пассивной адаптации роторных систем к технологическим и эксплуатационным отклонениям.

Перспективы дальнейших исследований связаны, прежде всего, с экспериментальной верификацией предложенной математической модели и уточнением нелинейных свойств эластомерного материала при больших деформациях и высоких частотах возбуждения. Дополнительный интерес представляет исследование температурных эффектов, старения эластомера и их влияния на демпфирующие характеристики опоры. Кроме того, перспективным направлением является оптимизация геометрии усечённого конуса с использованием численных методов оптимального проектирования, а также расширение модели на многоподшипниковые и пространственные роторные системы. Реализация этих направлений позволит перейти от численного анализа к практическому внедрению усечённых конических эластомерных элементов в конструкции высокоскоростных и технологических машин.

4. Заключение

Проведённое исследование показало, что включение усечённого конического эластомерного элемента в подшипниковую опору существенно улучшает динамические характеристики ротора в широком диапазоне частот. Численное моделирование, выполненное на основе модели с учётом жёсткостных и демпфирующих свойств материала, подтвердило смещение критической частоты в область более высоких значений и почти двукратное снижение резонансной амплитуды благодаря выраженному внутреннему демпфированию. Дополнительно установлено сокращение времени переходного процесса и уменьшение вибраций вне резонансной зоны на 20-30 %.

Коническая форма вставки обеспечивает оптимальное распределение жёсткости и повышенную



энергоёмкость деформации, что делает её более эффективной по сравнению с традиционными цилиндрическими элементами. Опора становится менее чувствительной к эксцентриситету и несоосности ротора, поскольку эластомер частично компенсирует локальные перегрузки.

Таким образом, модернизированная подшипниковая опора с коническим эластомерным элементом представляет собой результативное конструктивное решение для высокоскоростных машин, требующих повышенной виброустойчивости. Перспективы дальнейших работ включают экспериментальную проверку модели, уточнение нелинейных свойств материала и оптимизацию геометрии вставки.

Использованная литература / References

- [1] C.S. Sunnersjo. «Rolling bearing vibrations—geometrical imperfections and wear». Journal of Sound and Vibration. February 1985, T. 98.- C.- 455-474.
- [2] N. Tandon et al. «A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings». Tribology International. 1999. - T. 32 –C. 469-480.
- [3] Dong-Dong Zhou, Xiang-Ming Huang, Xi-Yang Li, Yang Ming «Analysis of subsurface damage inhibition in magnetization-enhanced force-rheological polishing». Tribology International. 2023.- T. 179.- -108105.
- [4] N. Sawalhi et al. «Simulating gear and bearing interactions in the presence of faults Part I. The combined gear bearing dynamic model and the simulation of localised bearing faults». Tribology International. 2008.- T. 22.- C. 1924-1951.
- [5] H. Ocak et al. «Estimation of the running speed and bearing defect frequencies of an induction motor from vibration data». Mechanical Systems and Signal Processing. 2004. –T. 18.- C. 515-533.

[6] S.Yunusov, Sh.Maxmudova, D. Kasimova, M. Agzamov « The Influence of Changes in Technological Loads on the Deflection of the Saw Cylinder Shaft of a Linting Machine». Material and Mechanical Engineering Technology, 2025.- C. 2-13.

[7] S.Yunusov, S.Kenjayevev, Sh.Maxmudova «Shafts of technological machines with combined supports». E3S Web of Conferences , 2023. – C. 2-13.

[8] L. Li et al., “Nonlinear Dynamic Modeling of Rotor-Bearing Systems with Combined Support Considering Coupled Motion: Numerical and Experimental Studies,” Mathematics 13, 3694 (2025).

[9] H.-D. Kim, S.-Y. Yoo, J.-S. Park, “Design of an Elastomeric Bearing for a Helicopter Rotor Hub by Non-linear Finite Element Method,” Journal of the Korean Society for Aeronautical and Space Sciences 38(6), 612–619 (2010).

[10] J. H. Jang, S. H. Ahn, “Design and Analysis for Multi-Layered Elastomeric Bearing on Rotor Hub Considering Large Axial Load and Nonlinear Motion,” Applied Sciences 13(23), 12715 (2023).

Информация об авторах/ Information about the authors

**Махмудова Ш. /
Sh.
Makhmudova** Ташкентский
государственный
транспортный университет
E-mail:
maxmudovash88@mail.ru
<https://orcid.org/0009-0007-3924-2567>

**Джурев А. / A.
Juraev** Ташкентский институт
текстильной и легкой
промышленности
E-mail:
anvardjuraev1948@mail.ru
<https://orcid.org/0000-0002-3372-8976>



L. Shukurilloeva

Digital education as a driver for increasing women's participation in STEM fields.....53

V. Soy, G. Nuriddinova

The effect of dispersed silica gel on the physical and mechanical properties of cement binder for non-autoclaved foam concrete.....59

E. Sunatillaeva

Development of Turkic languages in the era of global integration.....63

Kh. Tasheva, D. Kuchkarova, S. Abdullin, A. Isokov, T. Tsoy

On the standardization of fuel and electricity consumption for hybrid vehicles.....66

Y. Prihatin, U. Ziyamukhmedova, M. Al Ghibrani

Critical evaluation of ELSAKTI learning management system implementation at Universitas Pancasakti Tegal based on student document analysis.....70

N. Khujamkulova

Theoretical foundations and practical experience of using Mentimeter WordCloud application in Uzbek language classes for higher education students.....80

U. Ziyamukhamedova, Z. Jalolova, M. Abdulakimov, M. Patidinov, L. Bakirov, J. Ziyamukhamedov

Investigation of the thermal stability of the compositions of thermoset-based, anti-friction, wear-resistant polymer composite materials84

E. Kadirova

Methodology for improving software and didactic support aimed at developing programming competence among future engineers88

Sh. Makhmudova, A. Juraev

Influence of a truncated conical elastomeric element on rotor vibrations in a bearing support.....95

R. Murtazaeva

Processes of implementing gender policy in science in Uzbekistan.....102