

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В РОЛЬГАНГОВЫХ МЕХАНИЗМАХ

Б.Н. Одиназода, М.М. Хақдодов, М.М. Хақдод

Таджикский технический университет имени академика М.С. Осими

В статье приведены характеристики рольганговых механизмов, широко применяемых в промышленности для перемещения обрабатываемого материала на различных стадиях его обработки. Для устранения выявленных недостатков в конструкциях роликов рольганга по снижению виброакустических факторов (шум и вибрация) был разработан ролик рольганга с применением виброакустодемпфирующего материала на основе многокомпонентных алюминиевых сплавов. На основе имеющихся методологических подходов приведены формулы для расчета коэффициента потерь и уровней звукового давления в конструкции ролика рольганга с учетом применения виброакустодемпфирующего материала.

Ключевые слова: рольганг, ролик, колебательная система, скорости уровня звукового давления, декремент колебания, коэффициент потерь, вибропоглощение, виброакустодемпфирование, виброакустодемпфирующий материал.

АМСИЛАИ РАВАНДҶОИ ЛАРЗИШСАДОӢ ДАР МЕХАНИЗМҶОИ РОЛГАНГ

Б.Н. Одиназода, М.М. Хақдодов, М.М. Хақдод

Дар мақола тавсифи механизмҳои ролганг, ки дар саноат барои интиқоли маводи коркардшаванда дар марҳилаҳои гуногуни коркарди он ба таври васеъ истифода бурда мешавад, оварда шудааст. Барои бартараф намудани камбудии ҷойдошта дар сохти ролики ролганг ҷиҳати паст намудани омилҳои ларзишсадоӣ (ғулгула, ларзиш) ролики ролганг бо истифода аз маводи ларзишсадопахшкунанда дар асоси хулаи бисёртаркибаи алюминий таҳия карда шудааст. Дар асоси равишҳои методологии мавҷуда формулаҳо барои ҳисоби коэффициентҳои талафоти энергияи ларзиш ва дараҷаи фишори садо дар сохти ролики ролганг бо назардошти истифодаи маводи ларзишсадопахшкунанда оварда шудааст.

Калидвожаҳо: ролганг, ролик, системаи лапши, дараҷаи фишори садо, декременти лапши, коэффициентҳои талафот, ларзишпахшкунӣ, ларзишсадопахшинамӣ, маводи ларзишсадопахшкунанда.

MODELING VIBROACOUSTIC PROCESSES IN ROLLER-CONTAINER MECHANISMS

B.N. Odinzoda, M.M. Khakdodov, M.M. Haqdod

The article describes the characteristics of roller conveyor mechanisms widely used in industry to move processed materials at various stages of processing. To eliminate the identified shortcomings in roller conveyor designs in terms of reducing vibroacoustic factors (noise and vibration), a roller conveyor roller was developed using a vibroacoustic damping material based on multicomponent aluminum alloys. Based on existing methodological approaches, formulas are given for calculating the loss coefficient and sound pressure levels in the design of a roller conveyor roller, taking into account the use of vibration-acoustic damping material.

Keywords: roller conveyor, roller, oscillatory system, velocity sound pressure level, oscillation decrement, loss coefficient, vibration absorption, vibration and sound damping, vibration and sound damping material.

Рольганговые механизмы широко используются в промышленности для упрощения и автоматизации процессов транспортировки и перемещения обрабатываемого материала на различных стадиях его обработки. Однако повышенные уровни шума и вибрации создают ролики рольганга в результате их биения с транспортируемым материалом, а также при столкновении между ними. Источниками виброакустических факторов могут быть также подшипники, цепные передачи и привод рольганговых механизмов.

Конструкция современных рольганговых механизмов приведена на рис. 1 [1].

Как следует из рис. 1 ролики рольгангов бывают: а) бесприводными и приводными б), в групповом или индивидуальном исполнении. В современных конструкциях рольгангов с групповым приводом, которые работают в реверсивном режиме, ролики приводятся в движение с помощью электрических двигателей постоянного тока через конические зубчатые передачи, обладающие большим числом включений и регулируемой скоростью движения материала по рольгангу.



Рисунок 1 – Рольганги: а) бесприводной; б) приводной
 1. Ролик; 2 – Несущая система роликов; 3- Опорная стойка; 4- Привод.

Принцип работы рольгангов (рис. 1) заключается в следующем: движение транспортируемого материала осуществляется вращением группы роликов 1, которые последовательно закреплены в конструкции 2 по всей длине механизма, представляющего раму жесткой конструкции, закрепленной на опорной стойке 3. Конструкцию рольгангов обычно изготавливают из прочных металлических материалов, устойчивых к интенсивной эксплуатации. Размеры конструкции выбирают с учетом устойчивости материала, предназначенного для транспортировки по рольганговым механизмам. Ролики рольганга закрепляются на неподвижных боковых рамах конструкции, которые соединены подшипниками качения или скольжения, придающими вращение роликам с помощью привода 4.

Ролики рольганга изготавливают разнообразными способами. Известны цельнокованные ролики для транспортирования тяжелых заготовок [2], а также используют ролики с закованными цапфами, сварными и цапфами, изготовленными из толстостенных труб, которые используются при наиболее легких режимах работы механизма и имеют меньшую массу и стоимость.

Для того, чтобы исключить повреждения поверхности транспортируемого материала или самого ролика от термических деформаций применяют ролики с бандажами из чугуна либо жаропрочных сталей. Для снижения виброакустических факторов (шума и вибрации) при транспортировке металлических материалов, а также защиты их поверхности от повреждения на поверхности роликов наносят резиновые или полимерные покрытия. Проведенный анализ существующих конструкций роликов рольганга показал, основные требования для их использования предъявляются к надежности и долговечности роликов, а также их способности поглощать шум и вибрации роликов, что является основной целью полезных моделей и изобретений в области [3, 4].

Однако имеющиеся конструкции роликов рольганга малоэффективны для уменьшения шума до допустимых санитарных норм, а применимые материалы в качестве демпфирующего слоя из ниобия [3] и промежуточного слоя из резины и термостойкой ткани, сотканной из ароматических полиамидных волокон [4], имеют высокую стоимость и преждевременный выход из строя ввиду потери механической прочности при наличии влаги и температуры транспортируемого изделия по рольгангу.

Для решения задачи по улучшению виброакустических характеристик (шум и вибрация) роликов рольганга разработан ролик рольганга (Рис. 2), бочка которого изготовлена из стального материала и промежуточного слоя из вибродемпфирующего материала на основе многокомпонентных алюминиевых сплавов [5].

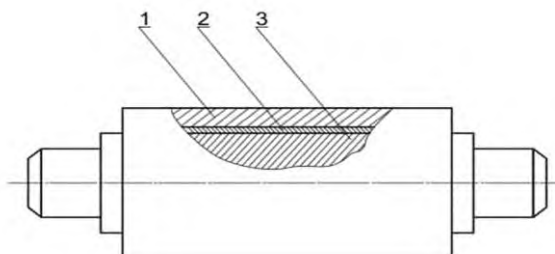


Рисунок 2 – Ролик рольганга

1 – наружная часть ролика, 2 – промежуточный слой из вибродемпфирующего материала, 3 – бочка ролика

Сравнительный анализ данных, полученных при испытаниях, показал, что предложенное техническое решение обеспечивает снижение шума до предельно- допустимых санитарных норм по сравнению с рассматриваемыми конструкциями роликов рольганга [6].

Следует отметить, что основной причиной возбуждения виброакустических факторов в рольганговых механизмах является соударение транспортируемого материала между собой, которое вызывает вибрацию всей несущей конструкции рольганговых механизмов, что приводит к излучению шума в окружающую среду. Поэтому для снижения виброакустических факторов при работе рольганговых механизмов необходимо учитывать виброакустодемпфирующие способности материалов, используемых для изготовления роликов.

Для теоретического описания процессов возбуждения виброакустических факторов (вибрации и шумообразования) в рольганговых механизмах используется различный методологический подход [7, 8]. Исходя из этого в одном из подходов используется модель линейного источника для ролика, представляющего цилиндр, имеющий одинаковый размер как в длину, так и в диаметре (рис. 3) [7].

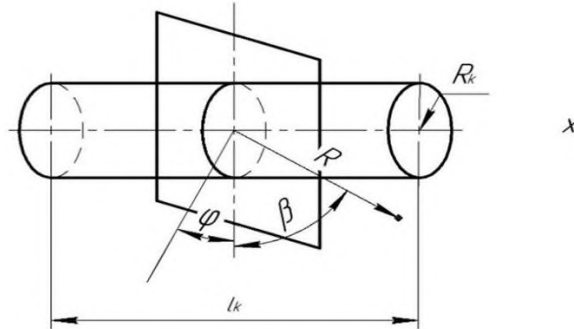


Рисунок 3 – Расчетная схема ролика рольганга как цилиндра ограниченной длины

Как известно, уровень звукового давления источника шума определяется по известной формуле [12-18]:

$$L_p = 20 \lg \frac{P}{2 \cdot 10^{-5}} \quad (1)$$

Используя эту формулу для расчета уровня звукового давления в рольганговых механизмах, в качестве исходного выражения принята зависимость звукового давления [9, 10].

$$P = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \frac{\rho_0 c_0}{R} \frac{B(k \sin \beta)}{\cos \beta H'(k R_k \cos \beta)} \quad (2)$$

$$B_{m_r}(k_0 \sin \beta) = \left(\frac{1}{2\pi}\right)^{1.5} \int_0^{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} (v(\varphi, x) \exp - i(\varphi + k_0 \sin \beta)) d\varphi dx \quad (3)$$

где: ρ_0 — плотность воздуха, кг/м³; c_0 — скорость звука в воздухе, м/с; k_0 — волновое число, м⁻¹; β — угол излучения; β — расстояние от центра источника до расчётной точки, м; $B(k \sin \beta)$ — функция, определяющая амплитудно-фазовое распределение колебательной скорости на поверхности ролика; $v(\varphi, x)$ — скорость колебания ролика, м/с; $H'(k R_k \cos \beta)$ — функция Ганкеля первого рода; R_k — радиус ролика, м.

С учетом того, что скорость колебания роликов равна v_k , то функция распределения скорости задана в следующем виде:

$$v(\varphi, x) = \begin{cases} v_k \cos \varphi & \text{при } x \leq |l_k| \\ 0 & \text{при } |l_k| > x \end{cases} \quad (4)$$

где l_k — длина ролика, м.

Поставив зависимости (4) в выражение (3), получено выражение $B(k \sin \beta)$ в виде:

$$B_k = \frac{v_k l_k}{\sqrt{2\pi}} \Phi(\beta), \Phi(\beta) = \frac{\sin \frac{k l_k}{2} \sin \beta}{0.5 k l_k \sin \beta} \quad (5)$$

Для расчета звукового давления с учетом производной функции Ганкеля были получены следующие соотношения $k R_k \cos \beta \leq 1$ и $k R_k \cos \beta > 1$.

$$\frac{2\pi f_k}{c_0} R_k \cos \beta = 0.018 R_k \cos \beta \leq 1 \quad (6)$$

Исходя из зависимости (2) выражение модуля звукового давления примет следующий вид:

$$|P_1| = \frac{3.5 \times 10^{-2} (f_k R_k)^2 v_k l_k}{R} \quad (7)$$

где l_k — собственные частоты колебаний вальца, Гц.

С учетом соотношения $0,018f_k R_k \cos \beta > 1$ модуль звукового давления представлен следующей формулой:

$$|P_2| = \frac{22 (f_k R_k)^{0.5} v_k l_k}{R} \quad (8)$$

Тогда, исходя из формулы (1) получены следующие уравнения:

$$L_{P1} = 20 \lg \frac{3 \times 10^{-2} (f_k R_k)^2 v_k l_k}{2 \times 10^{-5}} = 40 \lg f_k R_k + 20 \lg \frac{l_k v_k}{R} + 64 \quad (9)$$

$$L_{P2} = 20 \lg \frac{22 v_k l_k (f_k R_k)^{0.5}}{2 \times 10^{-5} R} = 20 \lg f_k R_k + 20 \lg \frac{l_k v_k}{R} + 10 \lg f_k R_k + 121 \quad (10)$$

С представлением ролика рольганга как двухопорного стального цилиндрического стержня собственная его частота колебания приведена к следующему виду:

$$f_k = 4 \times 10^3 R_k \left(\frac{k}{l} \right)^2 \quad (11)$$

Для длинных заготовок звуковая энергия излучается несколькими роликами, количество которых задается как $k_B = \frac{l_3}{h_B}$, где l_3 – длина заготовки, м; h_B – шаг расположения роликов, м.

Тогда уровень звукового давления выглядит следующим образом

$$L_{P\Sigma} = L_P + 10 \lg \frac{l_3}{h_B} \quad (12)$$

В работе [8] для определения звукового давления рольганговых механизмов (рис. 1), состоящих из рамы рольганга, представляющей собой систему стержневых элементов, подшипниковые узлы цепной передачи, используя данные работ [8, 9], получены следующие зависимости

$$P = 2,3 * 10^3 \frac{khRv_k}{r}; L_p = 20 \lg \frac{khRv_k}{r} + 147, \quad \dots \dots \dots (13)$$

где h - толщина звёздочки, м; R - радиус делительной окружности, м; k - коэффициент, определяющий собственные частоты колебаний; v_k - скорость колебаний на собственных частотах, м/с; r - расстояние от центра звёздочки до расчётной точки, м.

С учетом этого, для расчетов звукового давления и уровней звукового давления согласно данным работ [9,11] эта зависимость приведена к следующему виду:

$$P = 15av_k \sqrt{\frac{fk}{r}}; L_p = 20 \lg av_k + 10 \lg \frac{fk}{r} + 118, \quad (14)$$

где: a – размер поперечного сечения, м.

Учитывая, что элементы несущей конструкции изготавливаются из металлического проката, то зависимость (14) принимает следующий вид:

$$L_p = 20 \lg av_k \frac{k}{l} + 5 \lg \frac{J}{F} - 10 \lg r + 157; \quad (15)$$

где; J и F – моменты инерции (m^4) и площадь поперечного сечения (m^2).

Таким образом, в рассмотренных подходах для расчета уровня звукового давления в рольганговых механизмах роликов, которые имеют цилиндрическую форму, не учтены потери колебательной энергии в случае применения ролика с виброакустодемпфирующим материалом (рис. 2). Известно, что искусственное увеличение потерь колебательной энергии в системе путем нанесения на вибрирующие элементы машин или ограждающие конструкции вязкоупругих материалов, которые обладают большими внутренними потерями и способствуют снижению вибрации и излучаемой источником акустической мощности, называют вибропоглощением или виброакустодемпфированием [12]. Исходя из этого, внутреннее рассеяние энергии разделяют на рассеяние энергии в материале упругого элемента системы подверженного циклически изменяющимся напряжениям и на рассеяние энергии в сочленениях механической системы, называемое конструкционным рассеянием.

В общем виде демпфирующая способность материала характеризуется относительным рассеянием энергии ψ , определяемой как отношение энергии, поглощаемой в необратимой форме единице объема материала за один цикл нагружения при заданной амплитуде напряжения ΔW , к потенциальной энергии единицы объема материала, накопленной в момент достижения максимального напряжения в начале данного цикла W :

$$\psi = \frac{\Delta W}{W}; \quad (16)$$

В таком случае для определения относительного рассеяния энергии в материале необходимо учитывать затухание собственных колебаний системы, для чего записывают виброграмму затухающих колебаний, которая представляется в виде монотонно убывающей функции времени $a = f(t)$. При этом энергия колебаний механической системы характеризуется как квадратичная функция перемещения, т. е.

$$W = C \frac{a^2(t)}{2} \quad (17)$$

где C — жесткость системы.

Тогда уменьшение энергии в системе в промежуток времени dt будет dW , а относительное рассеяние энергии в материале за один цикл можно определить зависимостью

$$\psi = \int_t^{t+T} \frac{dW}{W} \quad (18)$$

После перестановки этих значений в формулу (18) получаем следующее выражение

$$\psi = \int_t^{t+T} 2 \frac{da}{a} = 2 \ln a \Big|_t^{t+T} = 2 \ln \frac{a_k}{a_{k+1}} \quad (19)$$

Величина

$$\delta = \ln \frac{a_k}{a_{k+1}} \quad (20)$$

Называется логарифмическим декрементом затухания свободных колебаний. Коэффициент потерь связан с логарифмическим декрементом:

$$\eta = \frac{\delta}{\pi} = \frac{1}{\pi} \ln \frac{a_k}{a_{k+1}} \quad (21)$$

Учитывая, что потери в системе пропорциональны колебательной скорости вибрирующей поверхности, уменьшение уровня звукового давления L в окружающей среде при нанесении на эту поверхность виброакустодемпфирующего слоя можно найти из выражения

$$\Delta L = 20 \lg \frac{v_1}{v_2} = 20 \lg \frac{\eta_2}{\eta_1}, \text{ дБ} \quad (22)$$

где — v_1, η_1 соответственно колебательная скорость и коэффициент потерь вибрирующей поверхности до нанесения виброакустодемпфирующего слоя, v_2, η_2 — то же, при наличии виброакустодемпфирующего слоя.

Уменьшение уровня шума при демпфировании колебаний металлической конструкции виброакустодемпфирующего слоя

$$\Delta L = 20 \lg \left(\frac{\eta_1 + \eta_2}{\eta_1} \right), \text{ дБ} \quad (23)$$

С учетом [12], что

$$\eta_2 = \eta_3 a_1 \psi(b) \quad (24)$$

где

$$a_1 = \frac{E_n}{E_m}; \quad b = \frac{h_n}{h_m}; \quad (25)$$

где η_3 - коэффициент потерь в вибропоглощающем слое;

E_n, E_m - модули упругости покрытия и металла конструкции;

h_n и h_m - толщина покрытия и несущей конструкции.

Следует отметить, что увеличение толщины покрытия больше, чем в 3-5 раз по сравнению с толщиной демпфируемой конструкции нецелесообразно (обычно $b \leq 2 - 2,5$), так как при дальнейшем увеличении b коэффициент потерь мало изменяется.

Эффективность виброакустодемпфирующих материалов, кроме коэффициента потерь, определяют также модулем потерь, представляющим собой произведение модуля упругости. Чем выше значение этих параметров материала, тем более эффективным будет применение его в качестве виброакустодемпфирующего материала.

Таким образом, приведённые зависимости позволяют произвести расчет коэффициента потерь и уровня звукового давления в конструкции ролика рольганга с учетом применения виброакустодемпфирующего материала в качестве вибропоглощающего слоя.

Рецензент: Саид Ядлия Халим. — к.т.н., доцента кафедры «Детали машин и строительные дорожные машины» ТПУ имени академика М.С. Осими

Литература

1. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины: Учеб. пособие для машиностроительных вузов. / А.О.Спиваковский, В.К. Дьячков – 3-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1983. – 487 с.
2. Колесников А.Г., Яковлев Р.А., Мальцев А.А. Технологическое оборудование прокатного производства. / А.Г. Колесников, Р.А. Яковлев, А.А. Мальцев. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. 158 с.
3. Бринза В.Н., Зарапин Ю.Л. и др. Ролик рольганга, преимущественно прокатного стана. А.с. СССР №638392 от 25.12.78., Бюллетень 47, 1978 г.
4. Патент Украины. Ролик рольганга. № 95062854, Бюллетень № 7, 2001 г. / А.И. Буря, А.А. Буря, Н.Я. Попов. и др.
5. Патент Республики Таджикистан № Тj 1535МПК В 65G 39/00. Ролик рольганга. № 2301896, заяв. 23.10.2023; опубл. 20.09.2024; Бюл. №211, 2024. -3 с. / М.М.Хаклод. Б.Н. Одиназода.

6. Хакдод М.М. Применение акустодемпирующих материалов для защиты от виброакустических факторов на машиностроительных предприятиях / М.М. Хакдод Б.Н. Одиназода, А.М Хакдодов // Материалы Международной конференции «Современные задачи машиностроительной промышленности» – 2024. – С. 16 – 20.
7. Кедрова Е.И. Модель виброакустической динамики подающих вальков приводных роликовых конвейеров. / Е.И. Кедрова // Журнал Noise Theory and Practice, 2024. С. 38-45.
8. Глинкин А.С. Моделирование шумообразования несущей системы рольганговых механизмов. /А.С. Глинкин // Журнал Noise Theory and Practice – 2022. С. 59 – 68.
9. Шендеров Е.Л. Волновые задачи гидроакустики. /Шендеров Е.Л.// – Ленинград: Судостроение, 1972. - 349 с.
10. Чукарин А. Теория и методы акустических расчетов и проектирования технологических машин для механической обработки. / А.Чукарин // – Ростов на Дону: Издательский центр ДГТУ, 2005. - 152 с.
11. Никифоров А.С. Акустическое проектирование судовых конструкции. /А.С. Никифоров. Справочник. - Л.: Судостроение, 1900-2001.
12. Злобинский Б.М. Борьба с шумом в черной металлургии. / Злобинский Б.М. – Издательство «Техника». – Киев, 1973. - 200 с.
13. Одиназода, Б.Н. Об усовершенствовании методики исследования акустодемпирующих свойств металлов и сплавов / Б. Н. Одиназода, М. М. Хакдодов, М. М. Хакдод // Политехнический вестник. Серия: Инженерные исследования. – 2025. – № 4(72). – С. 27-31. – DOI 10.65599/DEKN8624. – EDN PEOGVP.
14. Бозоров, Ш.А. Моделирование закономерностей изменения показателей процесса пластического течения металла при прокатке высоких полос в скрещенных валках / Ш.А. Бозоров, Б.Н. Одиназода, М.Х. Саидов // Политехнический вестник. Серия: Инженерные исследования. – 2020. – № 2(50). – С. 66-73. – EDN WYNBXJ.
15. Бозоров, Ш.А., Одиназода Б.Н., Саидаи Д. [и др.] Вероятностная математическая модель поверхностного дефектообразования металлас учётом влияния факторов режима обжатий / Вестник Педагогического университета. Естественные науки. - 2020. - № 1-2(5-6). - С. 120-127. EDN: EOPBVD
16. Хакдод, М.М. Моделирование процесса шумообразования при соударение деталей машин и методика исследования акустодемпирующих свойств материалов / М. М. Хакдод, Б.Н. Одиназода, Ш.А. Бозоров // Политехнический вестник. Серия: Инженерные исследования. – 2023. – № 2(62). – С. 100-105. – EDN YKIOGJ.
17. Бабаева, А.Х. О явлении пульсирования массы и вращения слоев сырьевого валика при механике движения хлопка / А. Х. Бабаева // Политехнический вестник. Серия: Техника и общество. – 2024. – № 1(5). – С. 4-8. – EDN KSKSXF.
18. Тиллоев, К. З. Эффективность комбинационного воздействия статических и динамических сил на дисперсионный материал / К. З. Тиллоев // Политехнический вестник. Серия: Техника и общество. – 2025. – № 4(12). – С. 9-14. – DOI 10.65599/VILT2001. – EDN GJWHSC.

МАЪЛУМОТ ДАР БОРАИ МУАЛЛИФОН-СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ-INFORMATION ABOUT AUTHORS

TJ	RU	EN
Одиназода Бозорали Неъмат	Одиназода Бозорали Неъмат	Odinazoda Bozorali Ne'mat
н.и.т., дотсент	к.т.н., доцент	Candidate of technical sciences, associate Professor
Филиали Донишгоҳи миллии таҳқиқотии технология «МИСИС» дар шаҳри Душанбе	Филиал НИТУ «МИСИС» в г. Душанбе	Branch of the National University of Science and Technology «MISIS» in Dushanbe
E– mail: bnodinazoda@gmail.com		
TJ	RU	EN
Ҳақдодов Маҳмуд Маҳмадшарифович	Хакдодов Махмуд Махмадшарифович	Khakdodov Mahmud Mahmadsharifovich
унвонҷӯ	соискатель	applicant
Донишгоҳи техникии Тоҷикистон ба номи академик М.С. Осимӣ	Таджикский технический университет имени академика М.С. Осими	Tajik Technical University named after academician M.S. Osimi
E– mail: khakdodov@list.ru		
TJ	RU	EN
Ҳақдод Маҳмадшариф Маҳмуд	Хакдод Махмадшариф Махмуд	Haqdod Mahmadscharif Mahmud
д.и.т., профессор, узви вобастаи АМИТ	д.т.н., профессор, член. – кор. НАНТ	doctor of technical sciences, professor, member of the NAST
Донишгоҳи техникии Тоҷикистон ба номи академик М.С. Осимӣ	Таджикский технический университет имени академика М.С. Осими	Tajik technical university named after academician M.S. Osimi
E – mail: m.haqdod@gmail.com		