

ИССЛЕДОВАНИЕ РАСЧЕТОВ СОЕДИНЕНИЯ ЗВЕНЕВ РИФЦИЛИНДРОВ.

Авазхон Юнусхонович Кодиров

Наманганский инженерно-технологический институт, магистр

Акрамжон Абдусаттарович Муродов

Наманганский инженерно-технологический институт, доцент

Фарходжон Махмуджонович Дадабоев

Наманганский инженерно-технологический институт, старший преподаватель

Аннотация

В статье изучена недостатки соединения звеньев рифцилиндра и устранения определенных недостатков изменением конструкции рифцилиндров.

Изучая разные способы соединения звеньев вытяжных цилиндров на ныне используемых современных кольцепрядильных машин недостатком является, на соединение шейки и отверстия, посадка выполняется с зазором.

Из-за зазора шейка и отверстия быстро изнашивается и приводит к радиальному биению рифцилиндров. Биение рифцилиндров не обеспечивают ровнату пряжи. А также износ приводит к разрушению шейки цилиндра.

Для устранения вышеуказанных недостатков нами разработанная новая конструкция цилиндра. Все параметры новой конструкции научно обоснованы.

Ключевые слова: *расчет нагрузок, центрирование, опоры, соединяемые поверхности, вытягивающие рифцилиндры, соединение звеньев рифцилиндров, радиальное биение, коническая поверхность, коническое соединение звеньев.*

RESEARCH OF CALCULATIONS OF RIFCYLINDER LINKS CONNECTION.

Avazkhon Yunushonovich Kodirov

Namangan Institute of Engineering and Technology, Master

Akramjon Abdusattarovich Murodov

Namangan Institute of Engineering and Technology, Associate Professor

Farkhodon Mahmudjonovich Dadaboyev

Namangan Institute of Engineering and Technology, Senior Lecturer

annotation

The article studies the shortcomings of connecting the links of the reef cylinder and the elimination of certain shortcomings by changing the design of the reef cylinders.

Studying different ways of connecting the links of the draft cylinders on the currently used modern ring spinning machines, the disadvantage is that the fit is performed with a gap on the connection of the neck and the hole.

Due to the gap, the neck and bore quickly wear out and lead to radial runout of the reef cylinders. The runout of the rollers does not ensure a straight yarn. And also wear leads to the destruction of the cylinder neck.

To eliminate the above disadvantages, we have developed a new design of the cylinder. All parameters of the new design are scientifically substantiated.

Key words: *calculation of loads, centering, supports, surfaces to be joined, pulling reef cylinders, connection of reef cylinder links, radial runout, conical surface, conical connection of links.*

Мы надеемся, что предлагаемый нами конструкция способа соединения звеньев рифленых цилиндров заинтересует производителей кольцепрядильных машин и специалистов работающих по этой направлению. Предполагаемое конструкция относится к текстильной промышленности и может найти применение при изготовлении цилиндров вытяжных приборов ровничных и кольцевых прядильных машин.

Основными рабочими органами вытяжных приборов являются несколько пар вытяжных цилиндров имеющих разные скорости вращения, в которых осуществляется зажим волокнистого продукта для его транспортирования и вытягивания.

Вытяжные цилиндры представляют собой линии состоящие из отдельно соединенных между собой звеньев и расположенные строго параллельно на цилиндрических стойках установленных на определенном расстоянии друг от друга. Длина линий и звеньев зависят от расстояний между веретенами (Р.М.В.) машин.

Например: На современных прядильных машинах марки К-46 фирмы «Riter» (Швейцария) с количеством веретен-1824 с Р.М.В. равным 70 мм длина линии вытяжных цилиндров достигает 68 метров и в них имеется 114 звеньев длиной по 0,6 метров каждый. Учитывая, что одинаковость линейных скоростей питающих и выпускных цилиндров являются одним из важнейших условий выработки качественного продукта прядения, к их обеспечению предъявляются высокие требования путем качественного изготовления звеньев и их строгого соединения в линию.

Например: Радиальное биение линии цилиндров должно быть в пределах $0,01 \div 0,03$ мм и должна быть исключена неодинаковость начало вращения первого и последнего звеньев, и это является особенно ощутимо на ровничных машинах, где каждый обрыв ровницы сопровождается остановом и повторным пуском машины.

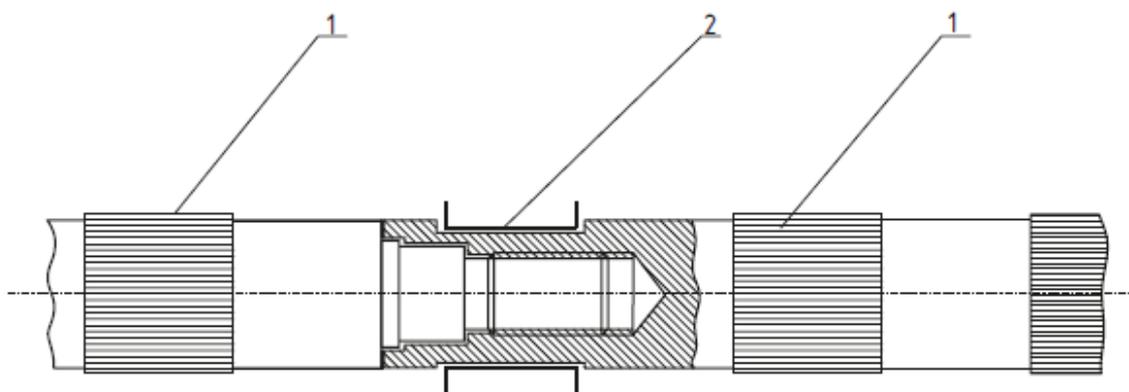


Рис.1 Классическое соединение разбой двух вытяжных цилиндров.

1-рифцилиндры, 2-подшипник скольжения

На рисунке 1 показано сединения двух рифцилиндров.

Для достижение соосности соединяемых звеньев у резьбовых концах отверстий делают цилиндрические участки, выполняемые по восьмому квалитету (отверстия) и седьмому (шейка) квалитету точности. При вращении цилиндров во время работы из-за разности направлений витков резьбы на разных сторонах машины соединение затягивается и торец звена вала плотно прижимается к торцу соседнего, чем достигается плотность сединение и одновременность вращения переднего и заднего звеньев в линии цилиндров.

Недостатком известного способа является то, что при соблюдении допусков по точности изготовления цилиндрических отверстий и шейки цилиндров величина радиального биения в местах соединения может достигать $0,02 \div 0,074$ мм, что равно сумме допусков при их изготовлению по скользящей посадке.

При неравномерно вращающимся цилиндры вытягивающей пары, по формуле А.Г Севостьянова рассмотрим отношении радиальной биении на неровность.

$$C = 100\sqrt{2} \frac{r_2 A_{\omega}^{11}}{K_2 \omega_2 l} \sin \frac{K_2 l}{d_2},$$

$$\lambda = \frac{\pi d_2}{K_2}$$

Здесь: r_2 -радиус цилиндра вытягивающей пары;

A_{ω}^{11} -амплитуда колебания частоты вращения вытягивающей пары цилиндра;

ω_2 -средняя частота вращения цилиндра;

$K_2 \omega_2$ -частота выращения шестерни, обуславливающей переменную частоту вращения вытягивающей пары цилиндра

Формула показывает, что неровнота от вытягивания может быт снижена путём повышения точности изготовления цилиндров и передачи движения им.

Недостатками резьбового соединения является то, что центровка соединяемых звеньев осуществляется при помощи цилиндрического отверстия и шейки и при их жестком соединении величина биение, также равно сумме допусков на изготовления отверстия и шейки и достигает величину $0,02 \div 0,074$ мм.

Известно наиболее близким цилиндры прядильных машин изготавливаются звеньями. Для облегчения сборки звеньев шейки цилиндров выполняется по ходовой посадке $JT = \frac{H8}{f7}$, а

резьба по скользящей посадке $JT7 = \frac{H7}{h7}$. Так как и ходовая и скользящая посадки являются

посадками с зазором, между конструкциями сумма зазора доходит от 0,02 мм до 0,074 мм:

для этого диаметра $\frac{H8_{0,0}^{+0,033}}{f7_{-0,041}^{-0,020}}$ плюс допускаемое биение при изготовлении 0,02мм.

Без этого зазора закручивать резьбу невозможно.

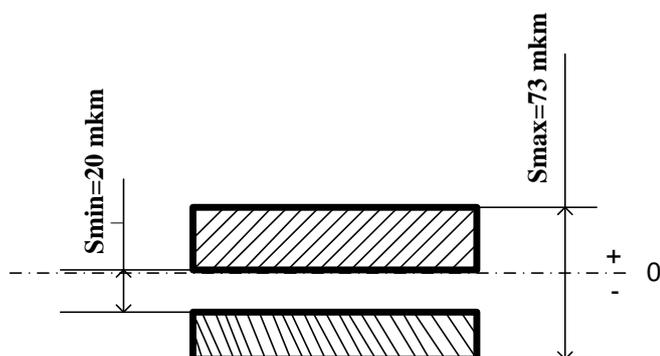


Рис.2 Расположения поля допуска для резьбовой соединении.

На рисунке (рис.2) указано расположения поля допуска для этой соединении. Как мы видим сумма $S_{min}=0.02$, $S_{max}=0,074$ мм.

Резьбовые соединения стандартизированы в современном машиностроении. Поэтому расчет прочности этих соединений должен носить испытательный характер. Изгибающий момент можно не учитывать, если соединение деталей выбрано правильно.

При расчете резьбового соединения расчет начинают с определения внутреннего диаметра резьбы d_1 . Сила растяжения создает силу трения T на кольцевой поверхности рядом с цилиндром. Эта сила стабилизирует крутящий момент M_k , передаваемый от цилиндра, и может быть максимально точно выражена следующим образом:

$$T = \frac{4M_k}{\mu(D_1 + D_2)};$$

При этом D_1 — диаметр промежуточных цилиндров;

D_2 — внутренний диаметр центрирующего отверстия.

Предел прочности

$$P = \frac{T}{\mu} = \frac{4M_k}{\mu(D_1 + D_2)};$$

Здесь μ — коэффициент трения $\mu=0,3$.

По найденной прочности на сжатие прочностное состояние можно выразить следующим уравнением (касательные напряжения, возникающие при сжатии, учтены с коэффициентом 1,3)

$$1,3P = \frac{\pi d_1^2}{4} \sigma;$$

где σ — растягивающее напряжение.

При натяжении с достаточным усилием крутящий момент почти не влияет на натяжение в резьбовом соединении, поэтому силу R можно принять постоянной. Воспользуемся обычным расчетом моментов сопротивления и определим сжимающую силу с учетом момента из полезных сил тяги, которые должны быть обеспечены в пазовом стыке 2-х рядов рифтовых цилиндров.

Поскольку основные размеры цилиндра (диаметр рабочей части цилиндра, диаметр рабочей горловины, длина цилиндра) стандартизированы, расчет цилиндров на долговечность носит испытательный характер.

Расчет прочности линий рифленых цилиндров

Линии рифленых цилиндров сложные - они рассчитаны на сопротивление изгибу и скручиванию. Для расчета проверки звеньев рифленых цилиндров необходимо определить распределение крутящего момента по линии натяжения инструмента с рифлеными цилиндрами. Для практических целей крутящий момент постоянен по длине каждого пролета и увеличивается от каждого пролета к следующему.

$$\Delta = \frac{M_{кр.i}}{m} \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n),$$

степени точности, уменьшающейся в размерах (рис. 3), будет достаточно (где m - число опор в линии; $M_{кр.i}$ - соответствующий крутящий момент линий).

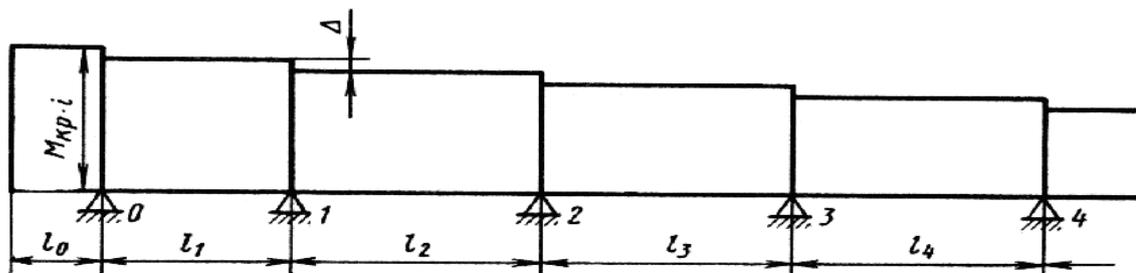


Рисунок 3. Схема расчета крутящего момента между любыми опорами удлинителя.

Линии желобчатых цилиндров отражают многоопорную балку. Результаты расчета инструмента на растяжение показывают, что кривые изгибающих моментов дают разные величины опорных моментов только между первыми тремя опорами, а затем величины моментов становятся равными. Это позволяет считать нагрузку симметричной для промежуточных пролетов. В этом случае напряжение упругой линии на опорах горизонтальное, и в расчете достаточно учитывать один пролет, который закреплен с обеих сторон и рассматривается как равномерно нагруженная балка (рис. 4).

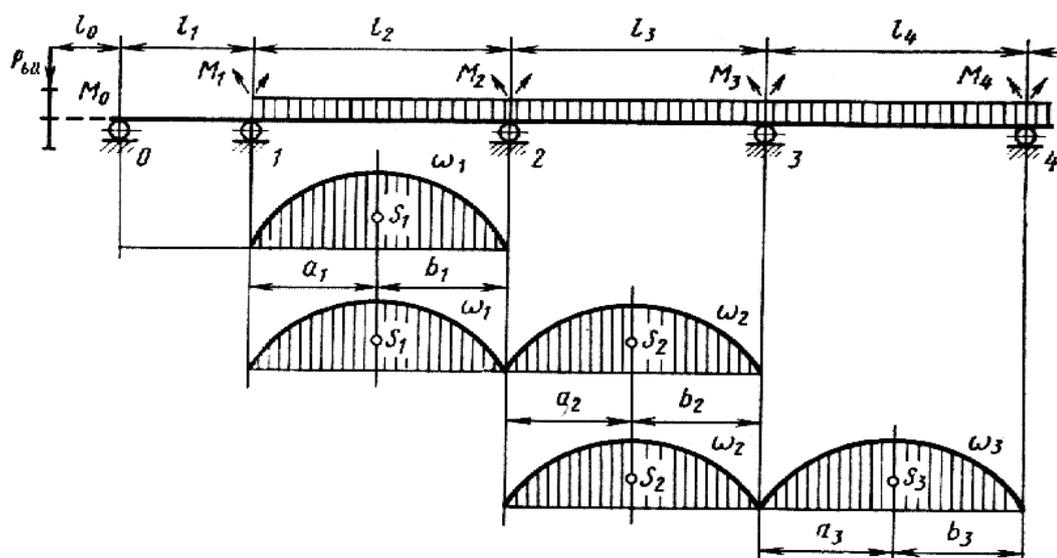


Рисунок 4. Схема расчета среднего звена вытяжного цилиндра.

Для такого звена (рис. 5) максимальный изгибающий момент возникает на опорах:

$$M_{\text{сгиб}} = \frac{q \cdot l^2}{12}.$$

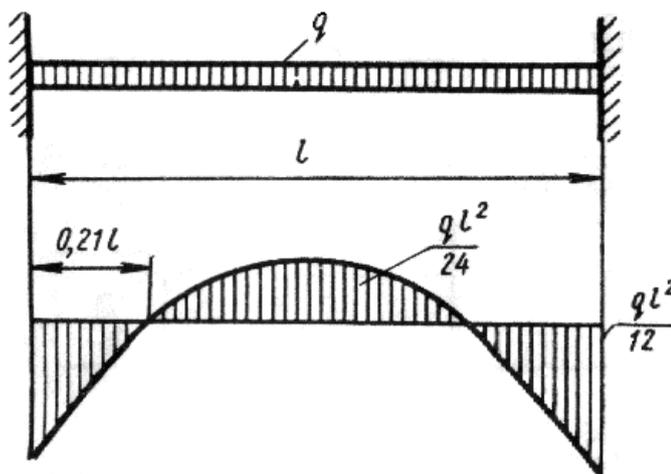


Рисунок 5. Схема расчета среднего звена вытяжного цилиндра.

Надо учитывать, что цилиндр имеет минимальный диаметр (рабочая шейка) на опорах. Если известен момент, действующий на два опорных пролета, то среднее звено можно проверить

на статическую прочность по одной из теорий прочности (например, энергетической теории):

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{\text{сгиб}}^2 + 0,75 \cdot M_{\text{кру}}^2};$$

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{M_{\text{экв}}}{W_{\text{сгиб}}},$$

здесь $\sigma_{\text{экв}}$ - эквивалентное напряжение;

$W_{\text{сгиб}}$ - изгибающий момент сечения.

В головной части линии зацепления шестерни имеет радиальную составляющую P_{bur} , которую можно определить по следующей формуле:

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{2M_{\text{кру},i}}{d}; \\ P_{\text{кру}} &= P \cdot \text{tg } \alpha, \end{aligned} \right\}$$

здесь $M_{\text{кру}}$ - крутящий момент, передаваемый зубчатым колесом;

d - диаметр начальной окружности зубчатого колеса;

α - угол зацепления.

Эта сила создает на опоре O следующий изгибающий момент:

$$M_{\text{сгиб}} = P_{\text{кру}} \cdot l_0.$$

Если в первом промежутке (интервале l_1) технологическая нагрузка отсутствует, то можно будет сэкономить с минимальной погрешностью за счет собственного веса. Для данной схемы расчета составим систему уравнений на основе теоремы о трех моментах, где получим знаки моментов по общим правилам:

$$\left. \begin{aligned} -M_0 \cdot l_1 + 2M_1(l_1 + l_2) + M_2 \cdot l_2 &= -6 \left(\frac{\omega_1 \cdot a_1}{l_1} + \frac{\omega_2 \cdot b_2}{l_2} \right); \\ M_1 \cdot l_2 + 2M_2(l_2 + l_3) + M_3 \cdot l_3 &= -6 \left(\frac{\omega_2 \cdot a_2}{l_2} + \frac{\omega_3 \cdot b_3}{l_3} \right); \\ M_2 \cdot l_3 + 2M_3(l_3 + l_4) + M_4 \cdot l_4 &= -6 \left(\frac{\omega_3 \cdot a_3}{l_3} + \frac{\omega_4 \cdot b_4}{l_4} \right), \end{aligned} \right\}$$

здесь M_1, M_2, M_3 - неизвестные моменты опор;

$\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$ - площадь кривой изгибающих моментов, действующих только на отрезке;

a_1, a_2, a_3 - расстояние от левой стороны соответствующей промежуточной опоры до центра тяжести рамы;

b_2, b_3, b_4 - расстояние от правой стороны соответствующей промежуточной опоры до центра тяжести рамы.

Для нашего случая:

$$\omega_1 = 0, \quad a_1 = 0, \quad M_4 = -\frac{ql^2}{12};$$

длина промежутков между стойками цилиндров и грузами одинаковы, то

$$\omega_2 = \omega_3 = \dots = \frac{ql^2}{12}; \quad l_2 = l_3 = \dots = l,$$

$$a_2 = b_2 = a_3 = b_3 = \dots = \frac{l}{2}.$$

Вводя упрощения, получаем следующую систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} -M_0 \cdot l_1 + 2M_1(l_1 + l) + M_2 \cdot l &= -\frac{ql^3}{4}; \\ M_1 + 4M_2 + M_3 &= -\frac{ql^2}{2}; \\ M_2 + 4M_3 - \frac{ql^2}{12} &= -\frac{ql^2}{2}, \end{aligned} \right\}$$

решив это уравнение, можно будет определить значения M_1, M_2, M_3 по их величине и направлению.

Определяем эквивалентное напряжение по максимальному базовому моменту (двухосное напряженное состояние):

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{\text{сгиб}}^3 + 3\tau_{\text{кру}}^2}.$$

при определении τ_{bur} получаем момент, действующий на этом интервале. В результате вращения нормальные напряжения в вытяжных цилиндрах изменяются по симметричному циклу, поэтому усталость цилиндров проверяют по следующей формуле:

$$\sigma_{\text{экв}} \leq \frac{\varepsilon \cdot \sigma_{-1}}{K_{\sigma} \cdot n},$$

здесь ε - коэффициент масштабирования;

K_{σ} - эффективный коэффициент концентрации напряжений в опасном сечении;

n - запас прочности принимается в пределах 1,5-2,5 для средних условий;

σ_{-1} - предел выносливости материала цилиндра при симметричных циклических напряжениях.

Источник информации

1. А. Г. Севостьянов «Методы исследования неровноты продуктов прядения» Москва. «Ростехиздат» 1962 г. стр. 337-354
2. И. Г. Борзунов и др. «Прядение хлопка и химических волокон» Москва. «Легпромбытиздат» 1986 г. стр. 130-133
3. Межгосударственный стандарт ГОСТ 28834-90 (ИСО 2205-75) «Приборы вытяжные текстильных машин. Термины и определения» Москва. «Издательство стандартов» 2004 год.
4. Общетехнический справочник. Изд. «Машиностроения», 1989 г. стр. 68, 257, 268
5. Справочник технолога машиностроителя. Изд «Машиностроения», 1985 г. стр.-266
6. Дадаханов Н.К., Сиддиков А.Х., Каримов Н.М. Исследование и теоретические исследования параметров прядильного ряда кольцепрядильных машин. Универсум: технические науки. № 1 (58) 26.01.2019 452 <https://7universum.com/ru/tech/archive/item/6830>
7. К. И. Бадалов, В. В. Жохоновский, Н. А. Осьмин. Прядение хлопка и других текстильных волокон. Москва. Легпромбытиздат. 1988 стр. 267
8. Справочник по хлопкопрядению. Широков В.П. Владимиров Б.М. Поляков Д.А. и другие. Изд-во «Легкая и пищевая промышленность». 1985. 209 с.
9. Григорьева К.А. и другие. Оптимизация параметров прядильной линии хлопкопрядильной машины для высокоскоростного прядения. - Пенза, НИИЭКИПМаш. - вып. 5. 1973. - 59 с.
10. Макаров А.И. и др. Расчет и проектирование прядильных машин. -М.: Машиностроение, 1985. - 199 с.
11. Шукуров М.М., Дадаханов Н.К., Махкамов Р.Г. О перекосе прижимного ролика и гофрированного цилиндра тянущего устройства кольцепрядильной машины // Доклады АН РУз - 1997. - № 1. - С. 26-28.
12. Majidov A.T., Mardonov B.M., Safarov N.M., Ibragimov I. Mathematical model of cotton extraction from smooth cotton seeds. // International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology vol. 6, issue 11, November 2019 ISSN: 2350-0328. WWW.ijarset.com
13. Меджидов А.Т., Сафаров Н.М., Ахмедходжаев Х.Т. Применение энергосберегающих технологических процессов очистки хлопкового волокна. // Текстильный журнал Узбекистана, том 4, ноябрь 1 квартал-4. 2019. <https://uzjournals.edu.uz/titli>
14. Majidov A.T., Safarov N.M. Statistical research and efficiency in the process of direct-flow ginning / International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT) ISSN: 2249-8958, Volume-9 Issue-3, February, 2020. (IJEAT)

15. Safarov N.M. , A.T. Majidov. Energy consumption in the processing of saws. // Universum technical sciences: electronic sciences. Journal. 2019. No. 1 (58). URL [http:// 7Universum.com.ru/tech/archive/item/6827](http://7Universum.com.ru/tech/archive/item/6827).
16. Сафаров Н.М. Моделирование процесса сушки хлопка-сырца, движущегося вместе с сетчатой поверхностью. Акта Туринского политехнического университета г.Ташкент, 2020, 10,57-62. Published Online September 2020 in Akta TTPU (WWW. Akta. Polito/uz/)
17. Safarov N.M. Matematical model for drying raw cotton in solar-dryer installations. International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology. Vol. 5, Issue 9, September 2018/ ISS: 2350-0328. WWW.ijarset.com
18. Ismatullaev, N.; Dadamirzaev, B. (2020) Naqsh turlari va uning o'ziga xosligi. Молодой исследователь: вызовы и перспективы. Сборник статей по материалам СХСII международной научно-практической конференции. 2020. Стр676-680. <https://elibrary.ru/item.asp?id=44466714>
19. Ergashev,J.; Kayumov,J.; Dadamirzaev,B.;Ergasheva,R. (2020) Study of the Effect of Air Flow on the Release of Bare Seeds from the Working Chamber of the Saw Gin. International Journal of Advanced Science and Technology Vol. 29, No. 04, (2020), pp. 7570 – 7579. https://www.researchgate.net/publication/343008461_Study_of_the_Effect_of_Air_Flow_on_the_Release_of_Bare_Seeds_from_the_Working_Chamber_of_the_Saw_Gin
20. Манзура Р.А., Бахромжон Д.Б., Зухра Б.А. Использование практично – декоративных украшений в национальных костюмах. East European Scientific Journal (Warsaw, Poland) 2019 part 6, 13-16. https://eesa-journal.com/wp-content/uploads/EESA_journal_6_part_0-1.pdf
21. Parpiev,U.M.; Dadamirzayev,B.B.; Urinova,S. Analysis Of Vibration Effects On Sewing Machines. The American Journal of Interdisciplinary Innovations and Research (ISSN–2642-7478) Published:January 31, 2021| Pages:65-69 Doi: <https://doi.org/10.37547/tajir/Volume03Issue01-11>
22. Dadamirzayev B.B., Axmadjanov A.O. Bolalar sport uslubidagi kiyimlari uchun gazlama tanlash tadqiqi. ЭКОНОМИКА И СОЦИУМ, [6-2 \(97\)](https://www.elibrary.ru/item.asp?id=49231405), 2022, 57-60, <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=49231405>