

Метод снижения шума и вибраций при эксплуатации многоигольных вышивальных полуавтоматов

Ю. В. Новиков,
Д. А. Тёмкин

Учреждение образования «Витебский государственный
технологический университет», г. Витебск, Республика Беларусь

Аннотация. Актуальность темы обусловлена устойчивой тенденцией роста вибрационных нагрузок в высокопроизводительном технологическом оборудовании лёгкой промышленности, вызванной снижением его массы и жёсткости при одновременном повышении рабочих скоростей. Проблема заключается в том, что повышенные вибрации и шума многоигольного вышивального полуавтомата со швейными головками ухудшают качество вышивки, снижают ресурс оборудования и негативно влияют на здоровье обслуживающего персонала. Цель работы – снижение уровня вибраций и шума путём уравнивания сил инерции движущихся звеньев механизмов иглы и нитепритягивателя.

Методы исследования включают аналитическое моделирование сил инерции с применением ЭВМ, расчёт оптимальных статических моментов противовеса, экспериментальную проверку на опытном образце с различными массами кривошипа, а также спектральный анализ виброскорости и уровня шума в октавных полосах частот. Полученные результаты: определён оптимальный статический момент противовеса ($2,5 \times 10^{-3}$ кг·м), обеспечивающий минимальную сумму горизонтальной и вертикальной составляющих виброскорости в зоне игольной пластины; выявлено, что уравнивание сил инерции не оказывает существенного влияния на уровень шума; дополнительное улучшение углов передачи в механизме нитепритягивателя позволяет снизить шум на 2–3 дБ. Область применения результатов – модернизация вышивальных полуавтоматов и швейных машин в вышивальные полуавтоматы на предприятиях лёгкой промышленности.

Ключевые слова: вышивальный полуавтомат, вибрация, шум, уравнивание сил инерции, противовес, механизм иглы, нитепритягиватель, кривошип, динамические характеристики, швейная машина.

Analytical Method for Reducing Noise and Vibration during Operation of Multi-Needle Semi-Automatic Embroidery Machines

Yu. V. Novikov,
D. A. Tsiomkin

Educational Institution "Vitebsk State Technological University",
Vitebsk, Republic of Belarus

Abstract. The relevance of this topic stems from a persistent trend toward increasing vibration loads in high-performance light industry equipment, caused by the reduction in weight and rigidity while simultaneously increasing operating speeds. The problem is that increased vibration and noise from multi-needle semiautomatic embroidery machines with sewing heads degrades embroidery quality, reduces the equipment's service life, and negatively impacts the health of operating personnel. The goal of this study is to reduce vibration and noise levels by balancing the inertial forces of the moving parts of the needle and thread take-up mechanisms.

Research methods include computer-aided analytical modeling of inertial forces, calculation of optimal static counterweight moments, experimental testing on a prototype with varying crank masses, and spectral analysis of vibration velocity and noise levels in octave frequency bands. The results obtained: the optimal static counterweight moment (2.5×10^{-3} kg m) was determined, ensuring the minimum sum of the horizontal and vertical components of vibration velocity in the needle plate area. It was found that balancing the inertial forces does not significantly affect the noise level. Further improvement of the transmission angles in the thread take-up mechanism reduces noise by 2–3 dB. The area of application of these results is the modernization of semi-automatic embroidery and sewing

machines into semi-automatic embroidery machines in light industry enterprises.

Keywords: semiautomatic embroidery machine, vibration, noise, inertial force balancing, counterweight, needle mechanism, thread take-up, crank, dynamic characteristics, sewing machine.

ВВЕДЕНИЕ

В последние годы в связи с бурным развитием техники увеличились уровни шума и вибрации. Наблюдается тенденция увеличения мощности машин и производительности технологического оборудования при одновременном уменьшении веса и габаритов с целью максимального использования площадей и экономии материалов. Уменьшение веса оборудования приводит к значительным вибрациям из-за недостатка жёсткости конструкций. Подавление шума и вибрации стало актуальной проблемой современности, позволяющей высвободить дополнительные резервы для увеличения производительности труда. Особенно остро эта проблема стоит для многоигольных вышивальных полуавтоматов, оснащённых оригинальным механизмом привода игловодителя и нитепритягивателя, где дополнительные вибрации создаются также устройством сцепления иглодержателей с игловодителем.

Целью настоящей работы является снижение уровня шума и вибрации вышивального полуавтомата путём уравнивания сил инерции движущихся звеньев механизмов иглы и нитепритягивателя. Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

1. Выполнить аналитическое уравнивание сил инерции звеньев за счёт силы инерции вращающегося противовеса, установленного на кривошипе; определить оптимальный статический момент массы противовеса, обеспечивающий минимальную сумму горизонтальной и вертикальной составляющих виброскорости в контролируемой точке платформы в районе игольной пластины.
2. Экспериментально уточнить влияние статического момента противовеса на уровень шума и вибрации; исследовать возможность дополнительного снижения шума за счёт улучшения углов передачи в механизме нитепритягивателя.

Методы исследования включают аналитическое моделирование сил инерции с применением ЭВМ (программа «Шум-3»), расчёт параметров противовеса на основе уравнений динамики, экспериментальное определение виброскорости и уровня шума на опытном образце с изменяемой массой кривошипа (регулировка от -57 до $+25$ г·см), спектральный анализ колебаний в октавных полосах частот (63 – 8000 Гц), а также сравнительные испытания механизма нитепритягивателя с оптимизированными углами передачи.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Методы уменьшения параметров колебаний: уравнивание сил инерции звеньев, демпфирование колебаний, виброизоляция. Силы инерции вращающихся масс уменьшают за счёт балансировки этих масс. Неуравновешенные силы создают значительные амплитуды колебаний. Необходимо определить места, в которых надо установить дополнительные уравнивающие массы или удалить лишнее количество материала. В качестве параметров противовеса принимают массу вещества, расстояние между осью вращения и центром массы. Можно поставить задачу минимизации сил, создающих вибрации. Так как ограничено пространство в корпусах, не удастся разместить противовес. Для уточнения параметров дополнительного противовеса целесообразно воспользоваться экспериментальными методами.

В работе приведены исследования о выполненных уравниваниях с помощью известных методик на компьютере, выполнено аналитическое уравнивание сил инерции звеньев механизмов иглы и нитепритягивателя за счёт силы инерции вращающегося противовеса. Выявлено, что для машин различных модификаций требуется иметь противовесы с разными статическими моментами масс, корректировку которых предложено выполнять измерением внешнего радиуса цилиндрической части противовеса. На втором этапе с целью уточнения оптимальных значений статических моментов кривошипов проведены экспериментальные исследования параметров вибраций и шума опытного образца швейной машины. При этом предусмотрена возможность изменения статического момента массы противовеса в пределах от уменьшения на 57 г·см до увеличения до 25 г·см за счёт высверливания отверстия в специальной свинцовой пробке в теле кривошипа.

Оптимальным принималось значение массы кривошипа, при котором становится минимальной сумма горизонтальной и вертикальной составляющих виброскорости контролируемой точки платформы в районе игольной пластины. При проведении уравнивания не выявлено существенного влияния статического момента массы противовеса на уровень шума. На третьем этапе исследовалась возможность снижения шума за счёт улучшения углов передачи в шарнирном механизме нитепритягивателя.

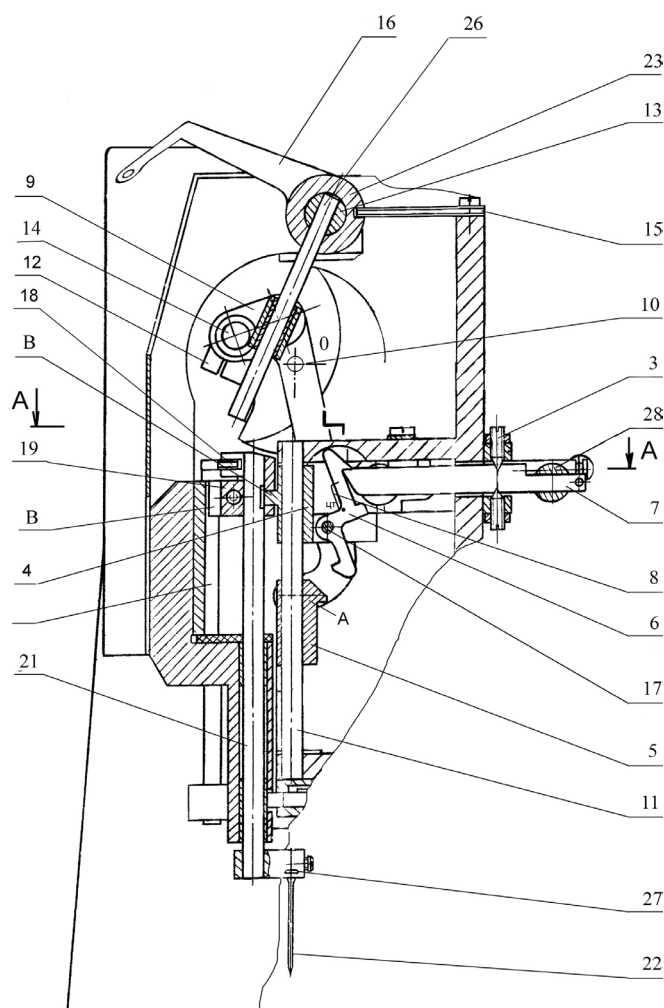
Рассмотрены пути снижения шума и локальной вибрации в швейных машинах [1, 2]. В работе ука-

зывается, что в Оршанском ПО «Промшвеймаш» разработаны машины конструктивно-унифицированного ряда 31 с горизонтальной осью челнока в блочно-модульном исполнении, предназначенные для обработки лёгких, средних и среднетяжёлых тканей. На указанных швейных машинах были определены шумовые характеристики при частоте 63-8000 Гц. Расчёты проводили на ЭВМ по программе «Шум-3». Эксперимент проводили на машинах, установленных в производственном помещении, построенном из унифицированных конструкций без достаточной звукоизоляции, с панельным вариантом стен, гипсокартонными перегородками, железобетонными многпустотными настилами перекрытий и покрытий, светопрозрачными проёмами наружных стен. Проведённые исследования по эффективности существующих средств борьбы с шумом свидетельствуют о том, что при уровне шума,

превышающем допустимые величины на 5–6 дБ, одними строительно-акустическими средствами обеспечить требуемое снижение шума невозможно.

Снижение шума можно обеспечить комплексом мероприятий, в т. ч. и снижением шумовых характеристик в самом источнике его генерации, то есть в швейных машинах. Как установлено, большинство швейных машин ряда 31 требует доработки по снижению шумовых характеристик и локальной вибрации [3].

В многоигольном вышивальном полуавтомате с использованием швейной головки, разработанной группой специалистов, конструкция устройства сцепления иглодержателей с игловодителем имеет привод от электромагнита, может создавать дополнительные вибрации [3, 4]. Конструкция устройства сцепления иглодержателей с игловодителем показана на рисунке 1.



- 1 – электромагнит, 2 – пружина, 3 – центры,
4 – игловодитель, 5 – ползун, 6 – защелка,
7 – поворотный рычаг, 8 – пружина, 9 – шатун,
10 – главный вал, 11 – направляющая игловодителя,
12 – кривошип, 13 – валик, 14 – ось,
15 – неподвижная пластина,
16 – нитепритягиватель, 17 – ось,
18 – плоская направляющая, 19 – поводок,
20 – прямоугольная направляющая, 21 – стержень,
22 – игла, 23 – втулка,
24 – направляющая игольницы, 25 – камень,
26 – цилиндрическая кулиса, 27 – иглодержатель,
28 – опора

- 1 – electromagnet, 2 – spring, 3 – centers,
4 – needle bar, 5 – slider, 6 – latch, 7 – pivoting lever,
8 – spring, 9 – connecting rod, 10 – main shaft,
11 – needle bar guide, 12 – crank, 13 – small shaft,
14 – axis, 15 – fixed plate,
16 – thread take-up, 17 – axis, 18 – flat guide,
19 – driver, 20 – rectangular guide, 21 – rod,
22 – needle, 23 – bushing, 24 – needle bed guide,
25 – sliding block, 26 – cylindrical link,
27 – needle holder, 28 – support

Рисунок 1 – Механизм включения и отключения игл многоигольного вышивального полуавтомата

Figure 1 – Mechanism for switching on and off the needles of a multi-needle semi-automatic embroidery machine

При отсутствии напряжения в катушке электромагнита 1 поворотный рычаг 7 удерживает защелку 6. При вращении главного вала 10, посредством кривошипа 12, шатуна 9, ползун 5 осуществляет возвратно-поступательное движение по направляющей 11, а игловодитель 4 удерживается защелкой 6 в крайнем верхнем положении. При подаче напряжения на электромагнит 1, рычаг 7 поворачивается по часовой стрелке и выходит из зацепления с верхним крючком защелки 6. Ползун 5 перемещается вверх по направляющей 11, выступом *A* входит в зацепление с нижним зубом защелки 6 и игловодителя 4 и после этого осуществляет совместное движение с ползуном 5 по направляющей 11 посредством прямоугольного выступа *B*, входящего в зацепление с прямоугольным пазом *П* поводка 19 одного из стержней 21. Движение от игловодителя 4 передается иглодержателю 27. При окончании процесса вышивки, в нижнем положении иглы 22, прекращается подача напряжения на электромагнит 1. Под действием пружины 2 поворотный рычаг 7 возвращается в исходное положение. При перемещении ползуна 5 и игловодителя 4 вверх, верхний зуб защелки 6 входит в зацепление с поворотным рычагом 7, игловодитель фиксируется в верхнем положении, вместе с одним из игловодителей.

Определим суммарные проекции сил инерций ΣP_x и ΣP_y на оси O_x и O_y от угла поворота главного вала с имеющимся кривошипом [5].

Схема положения механизма от угла положения главного вала представлена на рисунке 2.

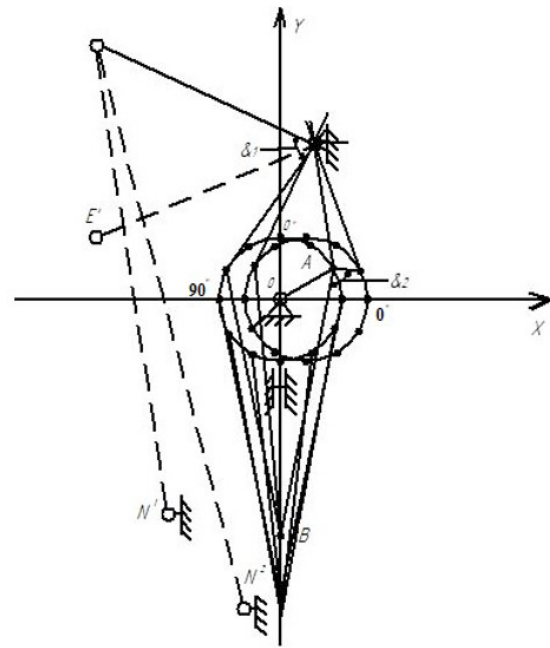


Рисунок 2 – Схема положения механизма от угла положения главного вала

Figure 2 – Diagram of the mechanism position from the angle of the main shaft position

Результаты расчетов проекций сил инерций ΣP_x и ΣP_y на оси O_x и O_y от угла поворота главного вала с имеющимся кривошипом заносим в таблицу 1.

Таблица 1 – Суммы проекций сил на оси O_x и O_y

Table 1 – Sums of force projections on the O_x and O_y axes

φ	$\Sigma P_x, H$	$\Sigma P_y, H$
0	7,26	-5,3
15	8,64	1,91
30	10,68	7,67
45	13,16	11,67
60	15,02	13,46
75	13,78	13,36
90	4,41	15,18
105	-7,72	24,08
120	-13,27	34,42
135	-13,1	37,81
150	-12,33	34,76
165	-12,17	28,15

φ	$\Sigma P_x, H$	$\Sigma P_y, H$
180	-11,91	19,27
195	-10,89	8,69
210	-8,99	-2,84
225	-6,39	-14,21
240	-3,45	-24,22
255	-0,62	-31,79
270	1,81	-36,63
285	3,66	-37,05
300	4,87	-34,52
315	5,57	-29,13
330	5,97	-21,44
345	6,43	-13,44

Значения экстремумов P_x и P_y различаются существенно. Экстремальные значения P_x равны 19,84 Н и 21,36 Н, и экстремальные значения P_y составляют 44,49 Н и 46,18 Н. Это указывает на невозможность полного уравнивания P_x и P_y с помощью противовеса, установленного на кривошипе.

Очевидно, что близким к оптимальному будет противовес, создающий силу инерции P_I , равную среднему арифметическому значению максимальных модулей экстремумов P_x и P_y [5, 6]. В данном случае определяем массу кривошипа:

$$P_I = (46,18 + 21,36) / 2 = 33,9 \text{ Н}$$

$$P_I = m_I \cdot a_I,$$

где m_I – масса искомого кривошипа, a_I – ускорение кривошипа

$$a_I = \omega^2 \cdot l$$

$$\omega = (\pi \cdot n) / 30 = (\pi \cdot 1100) / 30 = 115 \text{ рад/с}$$

$$m_I = P_I / a_I = P_I / (\omega^2 \cdot l_I)$$

где l_I – расстояние от центра вращения до центра масс кривошипа.

$$S_I = m_I \cdot l_I = P_I / \omega^2 = 33,9 / 115^2 = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}$$

Рассчитываются силы инерции звеньев за вычетом сил инерции кривошипа. Значения сводим в таблицу 2.

Таблица 2 – Сумма проекций сил инерции на оси O_x и O_y за вычетом сил инерции кривошипа

Table 2 – Sum of projections of inertial forces on the O_x and O_y axes minus the crank inertial forces

φ	$\Sigma P_x, \text{ Н}$	$\Sigma P_y, \text{ Н}$
0	16,71	-5,3
15	17,77	4,36
30	18,87	12,4
45	19,84	18,35
60	19,75	21,65
75	15,78	22,49
90	4,41	24,63
105	-10,17	33,19
120	-18	42,61
135	-19,78	44,49
150	-20,52	39,49
165	-21,3	30,6

φ	$\Sigma P_x, \text{ Н}$	$\Sigma P_y, \text{ Н}$
180	-21,36	19,27
195	-20,02	6,24
210	-17,18	-7,57
225	-13,07	-20,89
240	-8,18	-32,41
255	-3,07	-40,92
270	1,81	-45,63
285	6,11	-46,18
300	9,6	-42,71
315	12,25	-35,81
330	14,16	-26,46
345	15,56	-15,82

Из таблицы видно, что преобладающими являются проекции P_y . Максимальный модуль силы P_y равен 46,18 Н, он значительно больше максимального модуля силы P_x , равного 21,36 Н. Оптимизация динамических характеристик механизмов иглы и нитепритягивателя направлена на снижение шума и виброскорости в зоне игольной пластины [2, 7].

На практике гораздо чаще наблюдаются периодические (негармонические) колебания, которые можно рассматривать как сумму простых гармонических колебаний с различной частотой, амплитудой и величиной начальных фаз. Для разложения периодических колебаний на гармонические составляющие используют известные в математике ряды Фурье.

Принципы измерения параметров вибраций могут осуществляться анализом осциллограмм, полученных при исследовании механических колебаний. Вибрации в большинстве вариантов состоят из большого числа простейших синусоидальных составляющих с различными амплитудами, частотами и начальными фазами. Зависимость пиковых значений параметров колебательных процессов от соотношения фаз элементарных составляющих делает нецелесообразным использование максимальных значений параметра для оценки колебаний [8, 9].

В редких случаях более универсальной характеристикой является среднеквадратичное, эффективное или действующее значение параметра коле-

бательного процесса. Для синусоидального сигнала среднеквадратичная величина связана с амплитудой эмпирическим соотношением.

В некоторых случаях считают важнейшей характеристикой вибраций частотный спектр. Разложение сложного колебательного процесса на простейшие составляющие называют частотным анализом, а величину, указывающую на характер распределения параметров по частотному диапазону – его частотным спектром [10].

Колебательные процессы целесообразно разделить на периодические и непериодические. К периодическим относятся такие, в которых закон изменения параметра (например, координаты) во времени стабилен, к непериодическим – все прочие виды процессов.

Периодические колебания (с периодом T) сложной формы могут быть представлены в виде суммы простых гармонических колебаний, имеющих различные амплитуды, начальные фазы и частоты, кратные основной частоте $f = 1/T$. Эти гармоники образуют дискретный или линейчатый спектр.

Непериодические колебания сложной формы могут быть представлены в виде суммы бесконечного числа более простых колебаний, образующих сплошной спектр.

Колебательные процессы машин имеют смешанный спектр, состоящий из непрерывной части и дискретной. При спектральном анализе вибрацию оценивают по среднеквадратичным величинам параметров (виброскорости) в октавных полосах частот. Октавой называется полоса частот, в которой верхняя (наибольшая) частота f_b в 2 раза больше нижней (наименьшей) частоты f_H .

Среднегеометрические частоты нормированы, и измерительные приборы для спектрального анализа имеют фильтры с определенными по ГОСТу среднегеометрическими частотами. Для спектрального анализа колебательного процесса используют октавные полосы со среднегеометрическими частотами (в Гц): 50, 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 и 8000 (ГОСТ ISO 11204-2016).

Повышенная вибрация отрицательно сказывается на здоровье работающих. Она обуславливает возникновение профессиональных заболеваний и понижение производительности труда.

Вибрация, воздействующая на человека, делится на общую и локальную. Общая вибрация передается через опорные поверхности на тело сидящего или стоящего человека. Влиянию общей вибрации подвергаются люди, обслуживающие вышивальные полуавтоматы. Систематическое воздействие общей вибрации может быть причиной вибрационной болезни. Локальная вибрация передается через руки человека. Влиянию локальной вибрации подверга-

ются люди, непосредственно контактирующие с элементами швейных машин и полуавтоматов.

Вибрации в некоторых случаях целесообразно подразделить по направлению действия: вдоль ортогональной системы координат X, Y, Z .

Гигиеническими характеристиками вибрации, определяющими ее воздействие на человека, являются среднеквадратичные значения виброскорости в м/с или ее логарифмические уровни в дБ в октавных полосах частот. Вибрация, воздействующая на человека, нормируется отдельно для каждого установленного направления в каждой октавной полосе.

Гигиенические нормы вибрации, воздействующие на человека в производственных условиях, указаны в нормативных документах.

С целью снижения величины вибрации до допустимых санитарных норм рассматривается возможность уравнивания суммарных сил инерции с применением противовеса. Возможное место установки на кривошипе.

Если построить графики зависимости от φ проекций сил инерции кривошипа 1 на оси Ox и Oy , то напрашивается вывод, что графики P_{x1} и P_{y1} идентичны и сдвинуты по фазе на 90° . Это объясняется тем, что зависимости P_{x1} и P_{y1} от φ описываются уравнениями:

$$P_{x1} = P_I \cdot \cos(\varphi_I + \varepsilon_I)$$

$$P_{x2} = P_I \cdot \sin(\varphi_I + \varepsilon_I)$$

$$P_I = m_I \cdot \omega^2 \cdot l_I$$

где P_I – сила инерции кривошипа, m_I – масса кривошипа.

$$l_I = OS_I = \sqrt{\alpha s^2 + \beta s^2}$$

$\alpha s, \beta s$ – координаты центра масс кривошипа в подвижной системе координат $\alpha O\beta$;

$$\varepsilon_I = 2\pi = \arccos \frac{\beta s}{\alpha s}$$

P_x и P_y имеют два экстремума. Экстремальные значения P_y имеют место при $\varphi = 135^\circ$ и $\varphi = 285^\circ$, экстремальные значения P_x при $\varphi = 45^\circ$ и $\varphi = 180^\circ$. Сдвиг по фазе экстремумов сил P_x и P_y близок к 90° , что указывает на возможность уравнивания суммарных сил инерции P_x и P_y противовесом, установленным на кривошипе.

$$l = 0,286 \text{ см} = 0,00286 \text{ м}$$

$$mk = (2,5 \cdot 10^{-3}) / 0,00286 = 0,949 \text{ кг}$$

После расчета, получим новую сумму проекций сил инерции. Результаты заносим в таблицу 3.

Таблица 3 – Сумма проекций сил инерции на оси O_x и O_y при изменённом кривошипеTable 3 – Sum of projections of inertial forces on axes O_x and O_y with a modified crank

φ	$\Sigma P_x, H$	$\Sigma P_y, H$	φ	$\Sigma P_x, H$	$\Sigma P_y, H$
0	-19,22	-5,3	180	9,57	19,27
15	-16,93	-4,94	195	14,68	15,54
30	-12,24	-5,56	210	13,93	10,39
45	-5,57	-7,06	225	12,34	4,52
60	1,79	-9,46	240	9,78	-1,3
75	6,48	-12,21	255	6,23	-6,22
90	4,41	-11,3	270	1,81	-9,7
105	-0,87	-1,51	285	-3,19	-11,48
120	-0,04	11,5	300	-8,36	-11,6
135	5,63	19,08	315	-13,16	-10,4
150	10,59	21,53	330	-16,95	-8,5
165	13,4	21,3	345	-19,14	-6,52

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе приведены исследования о выполнении уравновешивания с помощью известных методик на компьютере, выполнено аналитическое уравновешивание сил инерции звеньев механизмов иглы и нитепритягивателя за счёт силы инерции вращающегося противовеса. Выявлено, что для машин различных модификаций требуется иметь противовесы с разными статическими моментами масс, корректировку которых предложено выполнять после измерения внешнего радиуса цилиндрической части противовеса. На втором этапе с целью уточнения оптимальных значений статических моментов кривошипов проведены экспериментальные исследования параметров вибраций и шума опытного образца вышивального полуавтомата. Оптимальным

принималось значение массы кривошипа, при котором становится минимальной сумма горизонтальной и вертикальной составляющих виброскорости контролируемой точки платформы в районе игольной пластины. При проведении уравновешивания не выявлено существенного влияния статического момента массы противовеса на уровень шума. На третьем этапе исследовалась возможность снижения шума за счёт улучшения углов передачи в шарнирном механизме нитепритягивателя. Испытания механизма нитепритягивателя [11, 12] с оптимальными углами передач показали возможность снижения уровня шума на 2–3 дБ в зоне, расположенной в 0,15 м от фронта промстола. Экспериментальные исследования подтвердили, что уровень величин вибраций и шумов соответствует допустимым нормам.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сункуев, Б. С. Уравновешивание механизмов швейных машин и полуавтоматов / Б. С. Сункуев, А. В. Радкевич, Ю. М. Цветков // *Вестник Витебского государственного технологического университета*. – 1995. – Вып. 1. – С. 34–37.
2. Андросов, С. П. Снижение вибрации и шума швейных машин / С. П. Андросов, В. Л. Теплоухов // *Швейная промышленность*. – 2005. – № 5. – С. 19.
3. Краснер, С. Ю. Оценка качества процессов в механизмах вышивальных полуавтоматов : монография / С. Ю. Краснер, Ю. В. Новиков. – Витебск: УО «ВГТУ», 2019. – 190 с.
4. Новиков, Ю. В. Исследование резонансных характеристик колебательных систем волоочильных установок / Ю. В. Новиков, В. Ю. Новиков // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*. – 2023. – № 7 (760). – С. 35–42. – DOI: 10.18698/0536-1044-2023-7-35-42.
5. Новиков, Ю. В. Исследование вибраций промышленных швейных машин / Ю. В. Новиков,

С. В. Горнак, В. Ю. Новиков // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*. – 2024. – № 8 (773). – С. 31–41. <https://izvuzmash.bmstu.ru/articles/2258/2258.pdf>.

6. Макарова, А. Д. Исследование колебаний швейной головки / А. Д. Макарова, Ю. В. Новиков // Тезисы докладов 57-й Международной научно-технической конференции преподавателей и студентов, 18-19 апреля 2024 года. – Витебск: УО «ВГТУ», 2024. – С. 144–145.

7. Новиков, Ю. В. Разработка механизмов и устройств многоигольного вышивального полуавтомата : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук : 05.02.13 – «Машины, агрегаты и процессы (лёгкая промышленность)» / Юрий Васильевич Новиков ; УО «ВГТУ» ; науч. рук. Б. С. Сункуев. – Витебск, 2005. – 21 с.

8. Уранбилгээ, Ч. Снижение вибрации и шума исполнительных механизмов швейных машин путем совершенствования их конструкций: автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук: 05.02.13 –

«Машины, агрегаты и процессы (лёгкая промышленность)» / Чайдон Уранбилгээ. – Иваново: Иван. гос. текстил. акад., 2007. – 20 с.

9. Алексеев, С. П. Борьба с шумом и вибрацией в машиностроении. – Москва : Машиностроение, 1970. – 208 с.

10. Fang, H. Modulation effect of slotted structure on vibration response in electrical machines / H.Fang, D. LI, R. QU [et al.] // *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. – 2019. – Vol. 66. – № 4. – pp. 2998–3007. – DOI: 10.1109/TIE.2018.2847639.

11. Файзи́ев, С. Методы снижения уровня шума и вибрации в швейных машинах / С. Файзи́ев, Н. Хайдарова // *Современные инновации, системы и технологии*. – 2022. – №2(2). – pp. 0428–0439. – DOI: 10.47813/2782-2818-2022-2-2-0428-0439.

12. El-Faouri, F. S. Refinement of Analytical Current Waveform for Acoustic Noise Reduction in Switched Reluctance Motor / F. S. El-Faouri, Y. Cai, A. Chiba // *IEEE Open Journal of Industry Applications*. – 2024. – Vol. 5. – pp. 325–337. – DOI: 10.1109/OJIA.2024.3434668.

REFERENCES

1. Sunkuev BS, Radkevich AV, Tsvetkov YM. Balancing of sewing machine and semi-automatic mechanisms. *Vestnik Vitebskogo gosudarstvennogo tekhnologicheskogo universiteta = Bulletin of Vitebsk State Technological University*. 1995;(1):34–37. (In Russ.).

2. Androsov SP, Teploukhov VL. Reduction of vibration and noise of sewing machines. *Shveytnaya promyshlennost'*. 2005;(5):19. (In Russ.).

3. Krasner SY, Novikov YV. Otsenka kachestva protsessov v mekhanizмах vyshivaynykh poluavtomatov: monografiya = Quality assessment of processes in embroidery semi-automatic mechanisms: monograph. Vitebsk: UO «VGTU»; 2019:190. (In Russ.).

4. Novikov YV, Novikov VY. Studying resonance characteristics of the drawing installation oscillatory systems. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*. 2023;(7(760)):35–42. – DOI: 10.18698/0536-1044-2023-7-35-42. (In Russ.).

5. Novikov YV, Gornak SV, Novikov VY. Issledovanie vibratsiy promyshlennykh shveytnykh mashin = Study of the industrial sewing machine vibration. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*. 2024;8(773):31–41. <https://izvuzmash.bmstu.ru/articles/2258/2258.pdf>. (In Russ.).

6. Makarova AD, Novikov YV. Study of vibrations of the sewing head. In: Tезисы докладов 57-й Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy

konferentsii prepodavateley i studentov = Abstracts of the 57th International Scientific and Technical Conference of Faculty and Students, 18-19 April, 2024, Vitebsk. Vitebsk: UO «VGTU»; 2024:144–145. (In Russ.).

7. Novikov YV. Razrabotka mekhanizmov i ustroystv mnogoigolnogo vyshivaynogo poluavtomata: avtoreferat dis. kand. tekhn. nauk = Development of mechanisms and devices for a multi-needle embroidery semi-automatic machine: abstract of the dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences: 05.02.13. Vitebsk: UO «VGTU»; 2005:21. (In Russ.).

8. Uranbilgee C. Snizhenie vibratsii i shuma ispolnitel'nykh mekhanizmov shveytnykh mashin putem sovershenstvovaniya ikh konstruktsey = Reduction of vibration and noise in sewing machine actuating mechanisms through design improvements: abstract of a dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences: 05.02.13. Ivanovo: Ivan. state textile academy; 2007:20 (In Russ.).

9. Alekseev SP. Borba s shumom i vibratsiyey v mashinostroenii = Noise and vibration control in mechanical engineering. Moscow: Mashinostroenie; 1970:208. (In Russ.).

10. Fang H, Li D, Qu R, et al. Modulation effect of slotted structure on vibration response in electrical machines. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. 2019;66(4):2998-3007. – DOI: 10.1109/TIE.2018.2847639

11. Fayziev S, Haydarova N. Methods of reducing the vibration and noise level in sewing machines. *Modern Innovations, Systems and Technologies*. 2022;2(2):0428–0439. – DOI: 10.47813/2782-2818-2022-2-2-0428-0439.

12. El-Faouri FS, i Cai Y, Chiba A. Refinement of Analytical Current Waveform for Acoustic Noise Reduction in Switched Reluctance Motor. *IEEE Open Journal of Industry Applications*. 2024;5:325-337. – DOI: 10.1109/OJIA.2024.3434668.

Сведения об авторах

Новиков Юрий Васильевич

Кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры автоматизации производственных процессов и производств учреждения образования «Витебский государственный технологический университет», г. Витебск, Республика Беларусь

E-mail: nov_u_vik@mail.ru

Тёмкин Даниил Александрович

Заведующий лабораторией кафедры автоматизации производственных процессов и производств учреждения образования «Витебский государственный технологический университет», г. Витебск, Республика Беларусь

E-mail:tsiomk@ya.ru

Information about the authors

Yuri Vasilievich Novikov

Cand. Sc. in Engineering, Assoc. Prof., Associate Professor, Department of Automation of Industrial Processes and Production, Vitebsk State Technological University, Vitebsk, Republic of Belarus

E-mail: nov_u_vik@mail.ru

Tsiomkin Daniil Aleksandrovich

Head of the Laboratory of the Department of Automation of Production Processes and Production of the Educational Institution "Vitebsk State Technological University", Vitebsk, Republic of Belarus

E-mail:tsiomk@ya.ru

Статья поступила в редакцию 02.06.2026.