

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

МОСКОВСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ЛЕГКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

На правах рукописи

БОРИСЕНКОВ
Борис Иванович

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЖЕСТКОСТНЫХ
ПАРАМЕТРОВ НА УРОВНИ ВИБРАЦИЙ И ШУМА
СКОРОСТНЫХ ШВЕЙНЫХ МАШИН

Специальность 05.02.13
«Машины и агрегаты легкой промышленности»

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва — 1979

Работа выполнена в Московском технологическом институте легкой промышленности на кафедре «Сопротивление материалов» в содружестве с Государственным научно-исследовательским институтом машиноведения им. академика А. А. Благонравова.

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор ШЛЯХТИН А. В.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор КОРИТЫССКИЙ Я. И.,
кандидат технических наук, доцент ЛОБАНОВ В. А.

Ведущее предприятие: Подольский механический завод имени М. И. Калинина.

Запись состоится 17.10.1979 г. в ауд. 156 в 11:15 часов на заседании специализированного Совета К 053.32.01 Московского технологического института легкой промышленности.

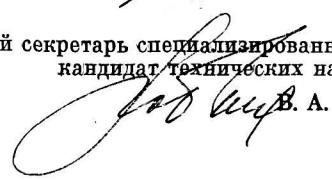
Адрес института: 113127, г. Москва, ул. П. Осипенко, 33.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МТИЛП.

Ваши отзывы и замечания в 2-х экземплярах, заверенные печатью, просим направлять в Ученый Совет института.

Автореферат разослан 16.10.1979 г.

Ученый секретарь специализированного Совета
кандидат технических наук, доцент
В. А. ЛОБАНОВ



Одной из главных задач X пятилетки является последовательное осуществление курса Коммунистической партии Советского Союза на подъем материального и культурного уровня жизни народа на основе роста производительности труда. При этом Партия и правительство уделяют особое внимание улучшению условий работы и охраны труда, в том числе борьбе с шумом и вибрацией.

АКТУАЛЬНОСТЬ. Одна из форм эффективного увеличения производительности труда – повышение скорости швейных машин. Однако высокие скорости швейных машин остро ставят вопрос борьбы с вибрацией отдельных механизмов, узлов, машины в целом. Вибрации, возникающие при работе швейной машины, приводят к разладке её механизмов, вызывают быстрый износ деталей из-за дополнительных усилий в кинематических парах, снижают их надежность работы, что в свою очередь ведет к снижению производительности труда и качества продукции. Последнее приводит к тому, что швейные машины эксплуатируются на предприятиях с заниженными по сравнению с расчетными скоростными режимами. Кроме того, вибрации вызывают воздушный и структурный шумы, которые в определенных условиях, могут превышать санитарно-гигиенические нормы. Поэтому борьба с шумом и вибрацией скоростных швейных машин еще на стадии их проектирования, является актуальной проблемой.

СОСТОЯНИЕ ИЗУЧАЕМОГО ВОПРОСА. Исследованиями А.И.Комиссрова, Б.И.Дамаскина, Н.И.Крапивина, Б.А.Зайцева, В.П.Полухина, В.И.Левина, Е.В.Андреенкова, В.А.Сапожникова, А.Е.Плотникова и других в области динамики швейных машин, установлен сложный характер нагружения валов, опор валов и машины в целом неуравновешенными силами со стороны присоединенных к валам механизмов. Одним из приемов уменьшения уровня вибраций является уравновешивание вращающихся деталей, увеличение жесткости элементов вибрирующей конструкции, а также повышение классов точности при изготовлении. Однако на передовых машиностроительных

заводах путь уменьшения допусков на изготовление и балансировку роторных систем практически исчерпан и дальнейшее уменьшение допусков ведет к экономически и технически неоправданным издержкам.

Отдельные опубликованные работы по исследованию влияния только упругих параметров опор валов на собственные частоты изгибных колебаний валов, не дают полного представления о динамике швейной машины в целом. К тому же в настоящее время у конструкторов швейного машиностроения еще нет единой методики, которая бы на стадии предварительного проектирования систем с сосредоточенными параметрами, смогла бы ответить им на вопросы, связанные с влиянием жесткостных параметров названных элементов на вибрацию всей системы в совокупности.

В связи с этим в данной работе рассматривается развитие эффективных методов и создание методики проектирования систем с малыми величинами виброперемещений их элементов и с заданными спектральными составами колебаний. Использование эффективных методов еще на стадии эскизного проектирования оборудования швейного машиностроения, позволит путем подбора оптимума жесткостных параметров основных элементов швейных машин снижать амплитуды их колебаний, выводить резонансные частоты за пределы рабочих скоростей, а так же влиять на уровни звукового давления всей механической системы. Такой подход к конструированию роторных систем, в частности скоростных швейных машин, позволяет создавать машины, элементы которых будут проходить зоны первой и второй критических скоростей с малыми амплитудами изгибных колебаний. Все это вызывает необходимость дальнейшего расширения и углубления исследований влияния жесткостных параметров основных элементов системы на ее колебаний.

ЦЕЛЬЮ ИССЛЕДОВАНИЙ данной работы является создание единой методики построения динамических моделей машин швейного машино-

построения на основе их амплитудно-частотных характеристик и спектра вынужденных колебаний системы, а так же определения влияния жесткостных параметров на уровень их вибрации и шума.

В работе рассматривались вопросы :

1. создания динамической модели головка швейной машины — промышленный стол как системы с сосредоточенными параметрами со многими степенями свободы на основе АЧХ и спектрального анализа её вынужденных колебаний;
2. упрощения математической модели и определения собственных парциальных частот элементов скоростной швейной машины с целью вывода их за пределы её рабочих скоростей;
3. определения собственных частот многоопорного вала как системы с распределенными параметрами с учетом вида его закрепления в корпусе рукава машины;
4. решения многофакторной задачи влияния жесткостных параметров системы на её собственные частоты с применением планируемого ЛП-поиска на основе дисперсионного анализа;
5. влияния упругих характеристик опор валов и присоединенных к ним механизмов на собственные частоты поперечных колебаний многоопорных валов швейных машин.

НАУЧНАЯ НОВИЗНА и ПРАКТИЧЕСКАЯ ЦЕННОСТЬ работы состоят в том, что :

- автор впервые в швейном машиностроении применил методику, позволяющую конструктору на стадии предварительного проектирования с помощью ЭВМ выделять "слабые связи" в механической системе, за счет чего разделять исходную расчетную модель на подсистемы с малым числом степеней свободы ;
- определены качественные пути оценки влияния жесткостей элементов на вибрацию и шум механической системы;
- дан анализ суммарного влияния характеристик опор валов и присоединенных к ним механизмов на собственные частоты попереч-

- ных колебаний многоопорных валов швейных машин;
- впервые дано решение многофакторной задачи по определению в швейном машиностроении области оптимума жесткостных параметров механической системы.

Экспериментальная проверка теоретических рекомендаций на примере швейной машины 1376 класса Подольского механического завода им. М.И. Калинича подтверждает качественно достоверность теоретических выводов, приведенных в настоящей работе.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ПРИМЕНЕНИЕ. Настоящая работа выполнена по плану МТИЛП в содружестве с Государственным научно-исследовательским институтом машиностроения им. академика А.А. Благонравова. Рекомендации работы приняты основными заводами легкого машиностроения для использования их при проектировании новых швейных машин, в частности :

- методика построения динамических моделей с учетом жесткостных параметров швейной машины : рукава, колонки, платформы, опор валов и амортизаторов самой головки машины;
- способ введения "слабых связей", например установки головки машины на амортизаторах с малым коэффициентом жесткости;
- методика определения области оптимизации жесткостных параметров механической системы; геометрических и массовых параметров механизмов, присоединенных к валам швейной машины;
- рекомендации по применению в многоопорных валах промежуточных опор, выполненных в виде упругого элемента.

ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ, полученная от снижения уровня звукового давления на 2,5 дБ А за счет введения в механическую систему "слабых связей", составила около 3000 руб в год при работе 100 машин в две смены.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, обзора работ, посвященных вопросам и методам снижения уровней вибраций

и шума машин и их отдельных элементов, четырех глав и выводов. Работа изложена на 130 стр. машинописного текста, содержит 24 рисунков, 5 таблиц, библиографию из 80 наименований и приложения на 49 стр.

В обзоре работ, посвященных вопросам и методам снижения уровней вибрации и шума машин и их отдельных элементов, отмечается работы по :

- динамике многоопорного вала;
- динамике вала с присоединенными механизмами;
- вопросу выбора жесткости и материала подшипников, обеспечивающих наилучшую изоляцию вала от корпуса машины;
- подбору оптимальных жесткостных параметров с помощью ЭВМ, с целью обеспечения заданного спектра частот, в связи с тем, что основным источником возбуждения вибраций и шума скоростных швейных машин является вал с присоединенными к нему механизмами.

Проведенный обзор и просмотр литературы позволили сделать следующее заключение :

1. Необходима борьба с вредными явлениями шума и вибрации еще на стадии предварительного проектирования технологического оборудования ;
2. В настоящее время в швейном машиностроении при проектировании оборудования не решены многофакторные задачи влияния жесткостных параметров механических систем на собственные частоты их элементов, а так же на уровни вибрации и шума;
3. Не решена задача оптимизации жесткостных параметров элементов механической системы при её проектировании с целью выхода собственных частот элементов за пределы её рабочих скоростей;
4. Не определено влияние упругих характеристик опор валов и

присоединенных к ним механизмов на собственные частоты поперечных колебаний многоопорных валов скоро тных швейных машин;

5. Нет конкретных рекомендаций по использованию упругих опор роторов в швейных машинах с целью "развязки" между валом и рукавом машины.

Перечисленные пункты послужили основой исследований в данной работе.

В главе I рассмотрен вопрос выбора основных параметров расчетной модели, определяющих уровень вибрации и шума скоростных швейных машин в заданной полосе частот, и составления динамической модели швейной машины на основе экспериментальных данных.

В связи с тем, что у большинства скоростных швейных машин амплитуды колебаний рукава и платформы в вертикальной плоскости намного превышают таковые значения в горизонтальной плоскости, то при составлении расчетной схемы проведен лишь учет вертикальных перемещений элементов машины как определяемых. Не теряя общности в качественных результатах, теоретические и экспериментальные исследования в работе были проведены применительно к скоростной швейной машине 1376 класса, входящей в конструктивно-унифицированный ряд швейных машин, созданных на основе швейной машины 876 класса ПМЗ им. М.И.Калинина. Для составления динамической модели записаны спектрограммы амплитуд колебаний характерных точек швейной машины в переходном режиме. Выделены зоны с максимальными амплитудами виброперемещений. В резонансных зонах получены спектры частот составляющих сигнала вынужденных колебаний рукава и платформы машины. Общий, как для виброускорений рукава, так и для платформы, явился факт затушевывания на спектрограммах виброускорений характерных точек элементов машины, слабых составляющих снимаемого сигнала ниже линии 55 дБ. В связи с этим, количество масс входящих в расчетную модель,

было ограничено количеством пиков, находящихся на спектрограммах, снятых в зоне третьего резонанса машины (209 рад/с), выше линии 55 дБ.

При выборе модели предполагали, что массы, входящие в динамическую модель, имеют по одной степени свободы и относительное смещение только в вертикальной плоскости. Исходя из этого корпус головки швейной машины, представляющий собой конструкцию рамного типа, представили в виде нескольких сосредоточенных масс m_1 , m_2 , m_3 и m_4 , соединенных упруго деформируемыми невесомыми стержнями с жесткостями K_1 , K_2 , K_4 и K_6 и поддерживаемыми деформируемыми опорами с жесткостями K_7 (рис. I).

Для определения приведенных масс валов, входящих в динамическую модель, воспользовались распространенным методом разделения вала машины на определенное количество участков, после чего масса каждого участка, разделенная на две половины, сосредотачивается на его концах. Жесткость вала на протяжении участка принимается постоянной. Практически, реальный вал оказывается разведенным невесомым стержнем со ступенчатым изменением жесткости (K_1 , K_3 ; K_2 , K_3 , K_5), а в местах изменений сечений вала помещены сосредоточенные массы (m_{11} , m_{12} , m_{13} ; m_{21} , m_{22} , m_{23} и m_{24}).

Подшипники, посредством которых валы крепятся к корпусу машины, представлены безмассовыми упруго деформируемыми пружинами (K_{11} , K_{12} , K_{13} ; K_{21} , K_{22} , K_{23} , K_{24}); массы самих подшипников считаем отнесенными к массам элементов корпуса швейной машины.

Движение предложенной динамической модели описывается системой обыкновенных линейных дифференциальных уравнений второго порядка, решение которых ищем в виде $\ddot{x} = A \sin \omega t$. При этом $\ddot{x} = -d \cdot \omega^2 \sin \omega t$: Подставив эти выражения в систему дифференциальных уравнений и сгруппировав коэффициенты при одинаковых

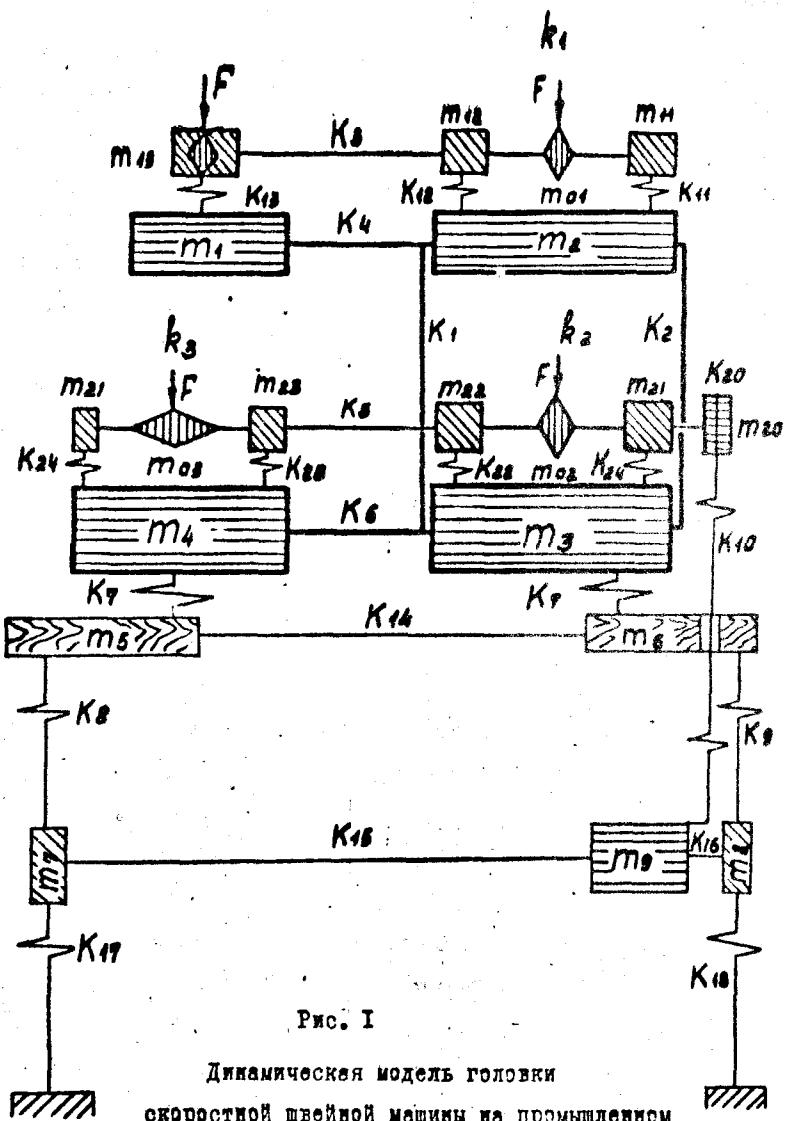


Рис. I

Динамическая модель головки
скоростной швейной машины на промышленном
столе.

d_i , приведены к системе алгебраических уравнений 20-го порядка относительно амплитуд d_i .

При исследовании динамики многомерных механических систем возникают технические трудности, связанные с большим числом степеней свободы и соответственно матрицами высокого порядка. Во многих случаях обычно оказывается, что в рассматриваемом частотном диапазоне наиболее существенна лишь часть координат, а пренебрежение остальными не сильно влияет на динамику системы. Другими словами, если в системе "A" существует подсистема "B" порядка r , собственные парциальные частоты которой ϑ_i лежат значительно выше максимальной частоты исследуемого частотного диапазона ω_{max} , то исходная система "A" допускает построение эквивалентной упрощенной подсистемы "D" ($L = n - r$), при этом их амплитуды отдельной колебательной подсистемы, и собственные частоты подсистем "D" и "B" не изменяются с наперед заданной точностью ϵ и ϵ^2 , где

$$\epsilon = \frac{\omega_{max}}{\vartheta_i} \ll 1. \quad (1)$$

Далее в работе используется метод математического упрощения динамических моделей, позволяющий решать две задачи: декомпозиции и агрегирования механических систем.

Под декомпозицией механических систем подразумевается отделение источника колебаний в колебательной системе от одной из подсистем при наличии между ними так называемых "слабых связей".

Рассчитав величины "слабых связей", можно еще на стадии предварительного проектирования принять меры по уменьшению уровней вибраций и шума реальных механических систем. Величины амплитуд резонансных частот при этом в выделенной подсистеме будут уменьшены за счет уменьшения амплитуд возбуждения.

Поэтому, задавшись величиной $\epsilon = 0,03$ и оценив возможности выделения "слабых связей" в данной динамической модели, раз-

делили систему "А" 20-го порядка на две подсистемы :

- подсистему "В", отображающую динамику головки швейной машины - 15-ти массовая ;
- подсистему "Д", отображающую динамику промышленного стола с электродвигателем - 5-ти массовая.

Для получения конкретных качественных выводов, провели дальнейшее упрощение первой из выделенных подсистем (15-ти массовой) - агрегирование, иначе уменьшение числа существенных степеней свободы. Пусть при агрегировании матрицы n -го порядка условию (1) удовлетворяет 3-я масса. В полученной системе с $n-1$ степенью свободы исключается масса M_3 , а массы связанные с M_3 увеличиваются на соответствующие добавки ΔM_{ik} , жесткости же связывающие их между собой увеличиваются на ΔK_{ik} . Продолжая этот процесс до тех пор, пока выполняется условие (1), получали каждый раз новую систему с меньшим числом степеней свободы.

В работе дан порядок проведения агрегирования с определением новых значений масс и жесткостей.

При упрощении 15-ти массовой модели получили окончательно матрицу 4-го порядка, которая соответствует базовой модели швейных машин, включающей все основные элементы, учитываемые в ранее проводимых исследованиями других авторов

$$\begin{array}{c|ccccc} b_{30}\lambda-A_{36} & R_7 & \cdot & \cdot & \cdot \\ \hline R_7 & b_{31}\lambda-A_{37} & K & \cdot & \cdot \\ \cdot & K & b_{37}\lambda-A_{43} & R_{43} & \cdot \\ \cdot & \cdot & R_{43} & b_{38}\lambda-A_{44} & \end{array}$$

$$\begin{aligned} \text{где : } b_{30} &= 3,60381 \text{ кг} ; & A_{36} &= 16,25 \cdot 10^6 \text{ Н/м} ; \\ b_{31} &= 8,39135 \text{ кг} ; & A_{37} &= 66,25 \cdot 10^6 \text{ Н/м} ; \\ b_{37} &= 16,5930 \text{ кг} ; & A_{43} &= 67,49 \cdot 10^6 \text{ Н/м} ; \\ b_{38} &\approx 10,4784 \text{ кг} ; & A_{44} &= 17,49 \cdot 10^6 \text{ Н/м} ; \\ R_7 &= 16,25 \cdot 10^6 \text{ Н/м} ; & R_{13} &= 17,49 \cdot 10^6 \text{ Н/м}. \end{aligned}$$

В главе II, исходя из системы дифференциальных уравнений 15 порядка, оценено влияние жесткости амортизаторов головки машины, а также жесткостей опор валов на уровень колебаний рукава и платформы машины; решение велось на ЭЦВМ "Минск-32". Для полноты картины проведено варьирование жесткостных параметров амортизаторов головки машины в диапазоне $(0,58 + 4,4) \cdot 10^6$ Н/м, а жесткости опор валов - в диапазоне $(10 + 60) \cdot 10^6$ Н/м. Как показали исследования, увеличение жесткости амортизаторов головки машины приводит к смещению резонансной частоты головки машины в сторону больших угловых скоростей главного вала при одновременном возрастании максимальных амплитуд колебаний как рукава, так и платформы машины.

Увеличение жесткостей опор только нижнего вала во всем диапазоне их принятых значений, $(10+60) \cdot 10^6$ Н/м, дает незначительное снижение максимальных амплитуд колебаний указанных элементов головки машины. Увеличение жесткостей опор одновременно верхнего и нижнего вала машины ведет сначала к снижению максимальных амплитуд колебаний как рукава, так и платформы машины, однако дальнейшее увеличение радиальной жесткости подшипников в диапазоне $(31 + 35) \cdot 10^6$ Н/м вызывает незначительное - около 2% - возрастание максимальных амплитуд колебаний отмеченных элементов.

Особое место в данной главе уделено определению и выявлению факторов, влияющих на собственную частоту 4-х массовой базовой

системы. Решение поставленной задачи осуществлено на машине "Найри-2", в связи с чем коэффициенты частотного уравнения

$$\lambda^4 + H\lambda^3 + C\lambda^2 + m\lambda + P = 0$$

данной четырехмассовой модели в работе представлены через переменные этой машины. Машинные эксперименты, проведенные в широком изменении жесткостных параметров модели, позволили сделать выводы, что основным определяющим жесткостным параметром первой собственной частоты головки машины является жесткость её амортизаторов; так же отмечено, чтобы первая и вторая собственные частоты системы не попадали в выбранную рабочую зону угловых скоростей приводного вала, вместе с увеличением жесткости платформы машины необходимо увеличивать и жесткость её рукава.

Поскольку наиболее нагруженным и определяющим вибрацию машины считается верхний (игольный) вал швейных машин, на отдельной 5-ти массовой модели рассмотрено влияние на его собственные частоты вида закрепления данного вала в рукаве машины, учтена податливость рукава машины. При проведении машинных экспериментов на динамической модели игольного вала с распределенными и сосредоточенными параметрами в рукаве швейной машины не учитывались зазоры в кинематических парах, а так же податливость масляной пленки. Расчет проведен на машине ЕС-1020.

В данной главе методом планируемого ЛП-поиска проведены также исследования по определению области жесткостных параметров 5-ти массовой системы, при которых бы ни одна из собственных частот не принадлежала бы заданному интервалу или нескольким интервалам рабочих угловых скоростей приводного вала. На машинных экспериментах, которых было проведено порядка 160, игольный вал и рукав машины представлены динамической моделью, состоящей из 5-ти дискретных масс. Причем принято, что масса колонки машины закреплена неподвижно. В уравнениях движения проведено варьирова-

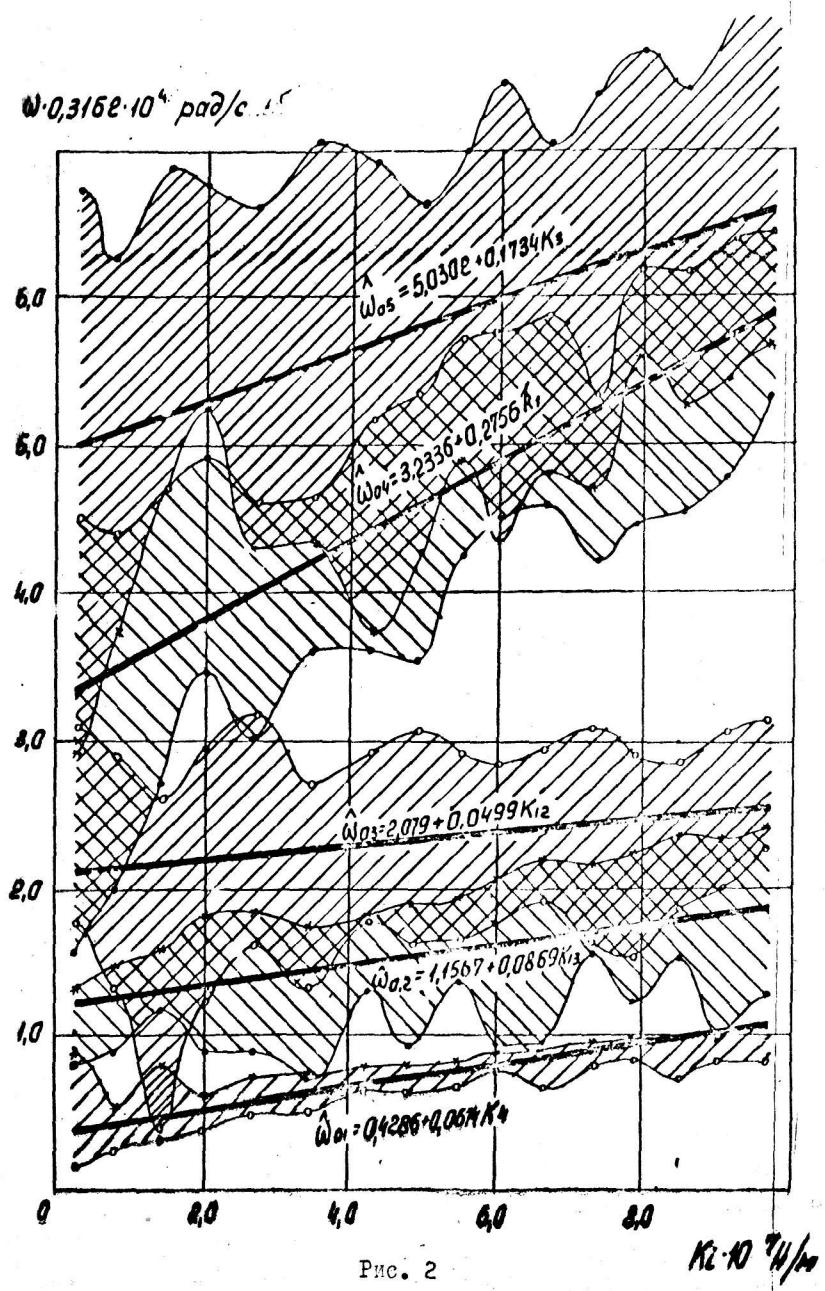
ние жесткостей при неизменных значениях масс. Расчетные значения критериев F статистической значимости варьируемых жесткостей по отношению к собственным частотам и их сопоставление с теоретическими значениями при соответствующей доверительной вероятности $P = 0,95$, позволили сделать некоторые оценки, в частности указано на преобладающее влияние параметра K_4 (жесткость рукава машины) на значения первой собственной частоты данной системы. Для получения качественных результатов, методом наименьших квадратов было построено два класса функциональных зависимостей. Поскольку все средние значения каждой собственной частоты по каждому изра-диограмму жесткости практически укладываются на прямой линии, в качестве функциональной зависимости выбрали линейную.

Сначала были построены зависимости каждой собственной частоты от параметров, оказавшихся существенно влияющими на эту частоту. Средние собственные частоты модели подсчитывались по формулам

$$\begin{aligned}\hat{\omega}_1 &= 0,7368 + 0,0158 (K_4 + K_3 - K_{II} + K_{I2}); \\ \hat{\omega}_2 &= 1,5786 + 0,011 (K_{I2} + K - K_{I3}); \\ \hat{\omega}_3 &= 2,3424 + 0,0145 (K_{I2} + K - K_{II} - K_3 - K_{I2}); \\ \hat{\omega}_4 &= 4,6317 + 0,0256 (K - K_4 - K_{II}); \\ \hat{\omega}_5 &= 5,914 + 0,0289 (K - K_{II} - K_4 + K_{I2}).\end{aligned}$$

Затем учитывались только те группы жесткостей, которые влияют на соответствующую парциальную частоту по наибольшему значению коэффициентов Фишера F . В этой группе выбирался статистически наиболее значимый параметр и по нему строилась линейная зависимость, соответствующая средней собственной частоте.

Оказалось, что в обоих случаях зависимости давали мало отличающиеся между собой результаты при подсчете средних собственных частот. В связи с этим, дальнейший анализ системы проводился по последнему варианту. На рис. 2 отображены уравнения зависимостей собственных частот от жесткостных параметров, оказавшихся



существенными по критерию Фишера. Заштрихованные зоны показывают приближенные границы разброса сведших значений собственных частот системы. Такая картина, на которой видны области наложения зон друг на друга, позволяет решать в первом приближении задачу вывода собственных частот элементов механической системы из зоны рабочих скоростей или из заданного частотного диапазона, путем подбора оптимальных значений жесткостных параметров данной модели.

Таким образом, планируемый ЛП-поиск позволяет на предварительном этапе проектирования линейных механических систем получать качественные оценки влияния варьируемых параметров на интересующую функцию цели.

В главе III приведены результаты экспериментальных исследований влияния основных жесткостных параметров швейной машины на её уровень вибраций и шума. Для проверки зависимостей, полученных в результате теоретических исследований, выбрана швейная машина 1376 класса, созданная на базе швейной машины 876 класса Подольского механического завода им. М.И. Калинина. На базе данной швейной машины в настоящее время создан конструктивно-унифицированный ряд машин, включающий в себя более 20 подклассов швейных машин, характерной особенностью которых является неизменность корпусных деталей и наличие многогранности валов. К тому же многообразность валов в своей конструктивной схеме обнаруживают и скоростные швейные машины типа 852, 862 и других классов. Крепление данных классов швейных машин к промышленному столу обычно осуществляется посредством резиновых амортизаторов, жесткость которых так же практически остается неизменной для всех названных классов швейных машин.

Созданный на основе швейной машины 1376 класса специальный стенд, по своей конструкции позволил проводить исследования по двум направлениям :

— уточнение выбора динамической модели ;

— определение вибрактивности механической системы.

Соответственно этим двум направлениям для регистрации электрических сигналов предложены два тракта, в которых использовались различные датчики и приборы, а так же комплекс универсальной аппаратуры фирмы "Брюль и Кьер" (Дания).

На первом этапе экспериментальных исследований рассмотрены вопросы влияния жесткости амортизаторов головки машины на её уровень вибрации и шума. Записи амплитудно-частотных характеристик рукава и платформы машины проведены при непрерывном и дискретном изменении чисел оборотов главного вала машины. Исследование установлено, что увеличение жесткости амортизаторов головки машины, совместно с увеличением массы промышленного стола, приводит к смещению резонансной частоты головки машины в сторону больших чисел оборотов главного вала машины с одновременным возрастанием резонансных амплитуд виброперемещений рукава и платформы машины. Отмечено при этом и возрастание октавных уровней звукового давления в зоне низких частот.

Введение "слабых связей" в данную механическую систему головка машины — амортизаторы — промышленный стол привело к снижению уровней виброперемещений рукава и платформы машины во всем диапазоне работы главного вала машины в среднем на 13-15 дБ. Резонансные пики характерных точек машины проявляются слабо. Анализ спектра частот вынужденных колебаний головки машины показал при этом снижение амплитуд виброускорений низких частот на 15 дБ по сравнению с заводским методом крепления головки машины, и увеличение сигнала высоких частот (1000 Гц) на 8 дБ. Существенно уменьшились амплитуды виброскорости крышки промышленного стола. В среднем эта величина уменьшилась на 30 дБ, что на резонансных частотах в линейных единицах дало снижение в 10+12 раз. Поведение сигнала амплитуды виброскорости уменьшилось при 524 рад/с на 15 + 18 дБ в среднем.

Следует отметить, что при разделении головки машины и её электродвигателя с крышкой промышленного стола снижение звукового давления наблюдается на низких частотах : 63 Гц — на 14,7 дБ, 125 Гц — на 11,6 дБ, 250 Гц — на 5,5 дБ, 500 Гц — на 3 дБ. Октавный уровень звукового давления на высоких частотах практически остался неизменным. Уровень звукового давления при данном варианте уменьшился на 2,5 дБ А.

Исследования влияния вида опор игольного вала, как наиболее нагруженного вала швейной машины на её уровни вибраций в зоне контрольных точек, было проведено для общей пространственной схемы при установке головки машины на промышленном столе с заводскими резиновыми амортизаторами. Запись виброперемещений и виброускорений головки машины проведена при дискретном и непрерывном изменении угловой скорости вращения главного вала ; запись проведена в двух плоскостях : вертикальной и горизонтальной. Следует отметить, что передняя опора игольного вала в рукаве машины оставалась неизменной — бронза ОЦС 5-5-5, поскольку изменение жесткости данной опоры вала может привести к нарушению технологического процесса машины.

Эксперимент состоял в поочередной и совместной установках втул Б и В рукава машины взамен заводских опор скольжения (бронза ОЦС 5-5-5) подшипников качения (шариковый радиальный — №60202, шариковый радиально-упорный — №46202) и экспериментальных подшипников скольжения, выполненных в виде двух-трех соосных цилиндров. Материалом скольжения экспериментальных подшипников скольжения была бронза ОЦС 5-5-5, а материалом наружного и среднего цилиндров — Ст.3. В качестве соединительного материала между цилиндрами были выбраны маслостойкая резина, полистирол и Вилак-9, упругие свойства которых заметно различны.

Как показали исследования, для уменьшения амплитуд колебаний головки швейной машины на высоких частотах, следует идти по пути установки в рукаве машины упругих опор валов. Лучшим вариантом из

данной серии экспериментов следует считать вариант, где вместо заводских опор скольжения были установлены опоры скольжения с упругим элементом, выполненным из полистирола. Следует отметить, что резонансная частота в данной серии экспериментов практически оставалась неизменной, с незначительным (в пределах 10%) изменением максимальной амплитуды колебаний.

Качественные результаты экспериментальных исследований подтвердили правильность выбора теоретического метода и расчетной динамической модели для задач, решаемых на стадии эскизного проектирования технологического оборудования.

Из результатов экспериментальной проверки теоретических рекомендаций следует, что введение в механическую систему головки швейной машины - промышленный стол "слабых связей" с линейной характеристикой восстанавливающей силы упругой подвески, оказывается эффективной на установившихся режимах работы во всем диапазоне рабочих скоростей швейной машины. В связи с этим для машин, работающих в нестационарных режимах, предложено устройство, содержащее нелинейные упругие подвески динамических гасителей колебаний и управляемые виброгасители с автоматической настройкой, что позволит расширить область их применения и позволит предотвратить развитие недопустимых резонансных колебаний объекта в широком диапазоне частот возбуждения.

В главе IV дана общая динамическая расчетная модель головки сверхней машины (рис. 3) для расчета её вынужденных колебаний и количественной оценки влияния жёсткостных параметров машины на её амплитудно-частотные характеристики. В данной модели игольный и приводной валы, колонка машины представлены твердыми телами, поскольку их собственные парциальные частоты лежат далеко за пределами рабочих чисел оборотов главного вала машины. Рука машины и её платформа представлены гибкими стержнями с сосредоточенными массами по длине стержня. Практически данная модель представлена

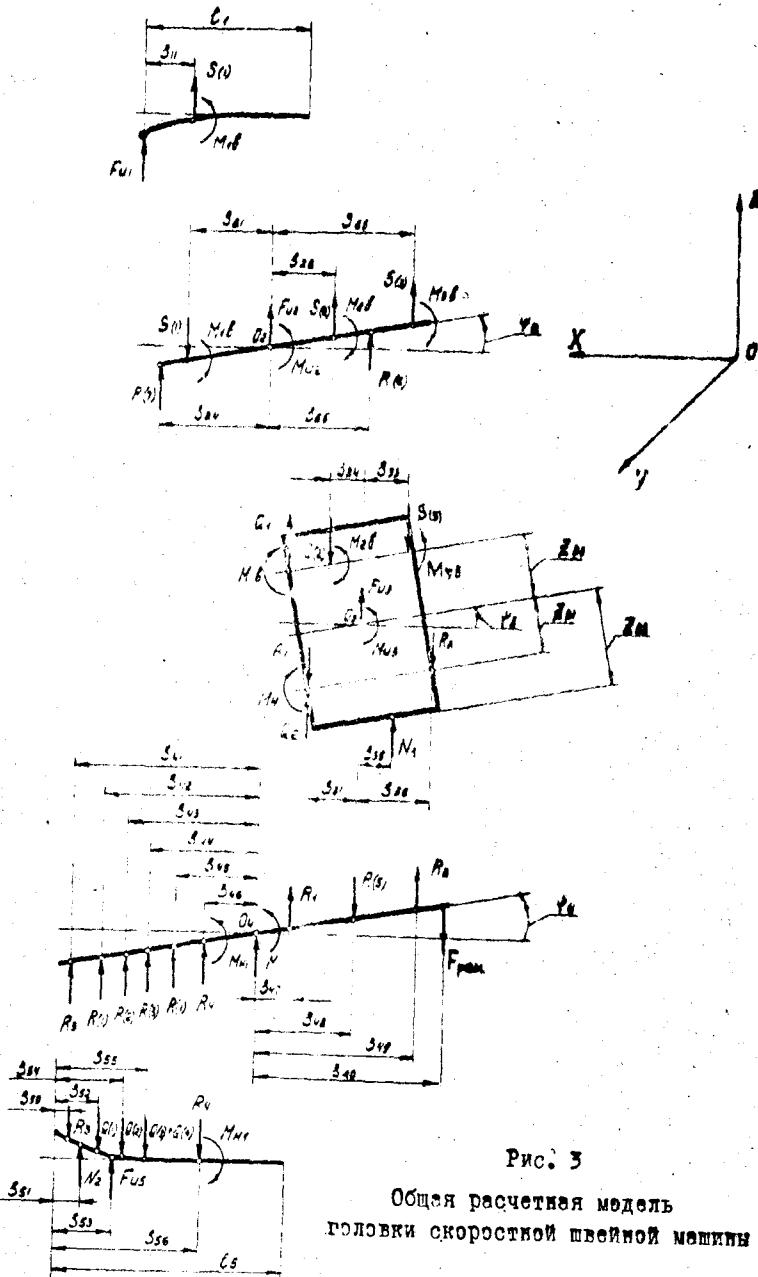


Рис. 3

распределенными и сосредоточенными массами; движение элементов модели описывается системой дифференциальных уравнений, составленных на основе кинестатики. В большинстве случаев усилия со стороны присоединенных к валам механизмов, включенных в данную модель, являются переменными во времени, что приводит к раскачиванию элементов головки швейной машины. Правильный подбор геометрических параметров звеньев подвижных механизмов способствует уменьшению усилий со стороны присоединенных к валам механизмов. Одним из таких путей является рациональное отношение длины радиуса кривошипа к длине шатуна кривошипно-ползунного механизма иглы, например для швейных машин 97 А и 1022 классов. Как показали исследования натурных объектов, возможно снижение амплитуд колебаний названных классов машин до 30% во всем диапазоне скоростей главного вала машины. Однако выбор параметров многих механизмов швейных машин возможен еще на стадии проектирования новых швейных машин. Для чего целесообразно воспользоваться методом замкнутого векторного многоугольника с введением в него подвижных векторов, характеризующих перемещения центров масс сечений вала, к которым крепится данный механизм.

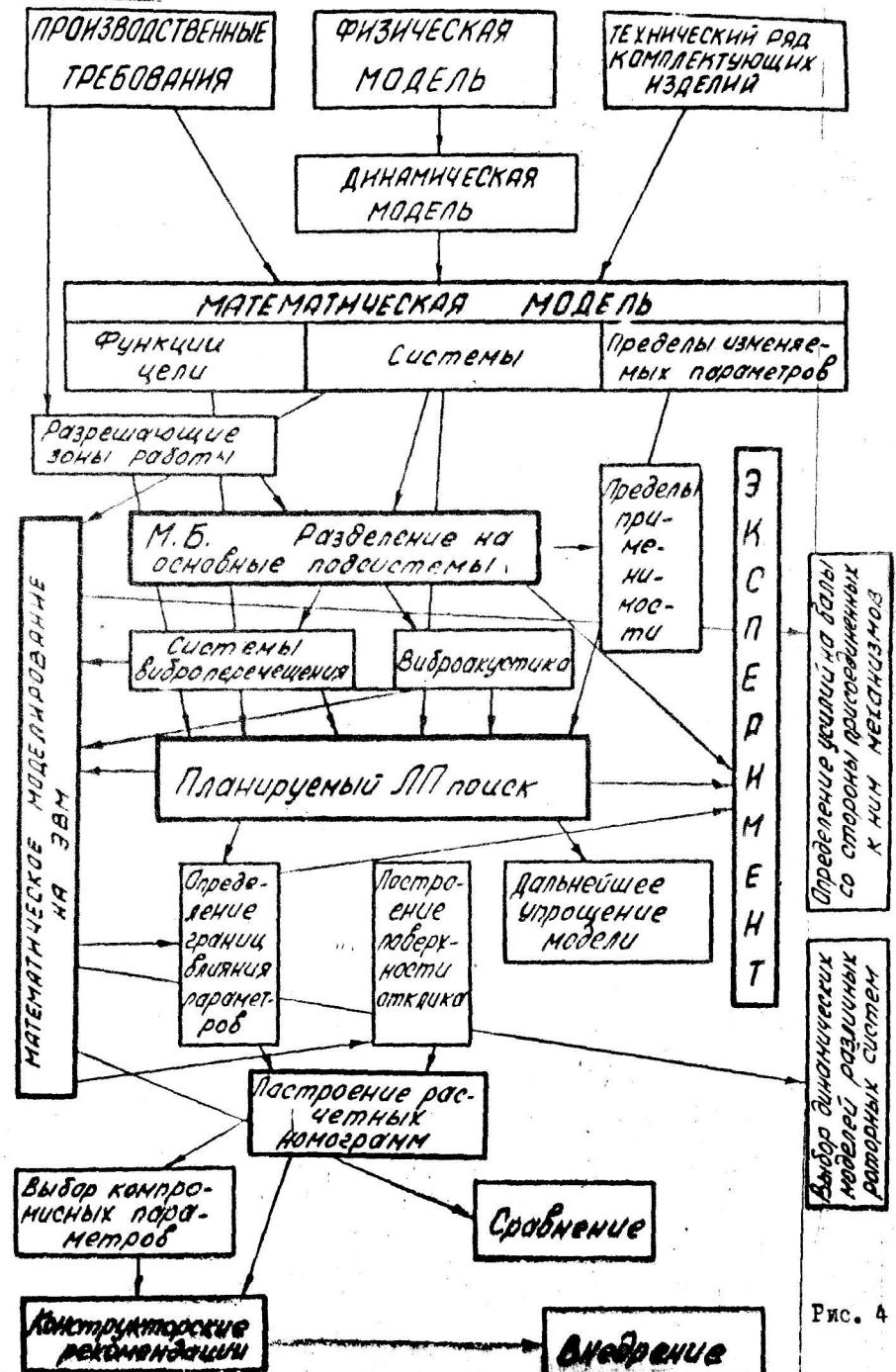
Из анализа теоретических и экспериментальных исследований предложена схема изучения работоспособности и проектирования новых типов скоростных швейных машин (рис. 4).

На основе спектрального анализа механической системы, её структурной схемы (физическая модель) может быть построена общая динамическая модель.

Математическая модель данной динамической модели должна включать в себя :

- производственные требования – минимальные уровни вибраций и шума системы, наименьшие затраты на производство оборудования и изделий ;

- динамическую модель ;



- технологический ряд комплектующих изделий : применение в машиностроении валы, подшипники, корпуса машин, пределы изменения таких величин как масс, жесткостей основных элементов, угловые скорости валов.

В связи с тем, что данные системы будут получаться многомассовыми, возможно использование методов декомпозиции или агрегирования, что позволит разделить многомассовую систему на подсистемы, массы которых влияют только на виброперемещения или только на виброакустику системы.

Дальнейшая работа конструктора должна быть направлена на проведение планируемого ЛП-поиска на ЭЦВМ с целью определения области оптимальных параметров и границ влияния их на амплитудно-частотные характеристики модели, построение расчетных nomogramm, а также выбор компромиссных параметров системы. Конструкторские рекомендации, согласованные с технологами, должны быть рекомендованы к внедрению, что в целом должно привести к работоспособности физической модели без резонансных её явлений во всем диапазоне рабочих скоростей, с минимальными амплитудами вибраций и шума.

ВЫВОДЫ

1. Создана установка для экспериментального определения деформаций элементов корпуса скоростной швейной машины, а так же её вибрационных характеристик в рабочей зоне; получены реальные частотные спектры ускорений элементов корпуса машины, действующие на оператора.

2. Экспериментально установлено, что :

- скоростные швейные машины, созданные на базе швейной машины 876 класса, а так же ряд классов быстроходных швейных машин имеют высокий уровень вибраций и шума ;
- амплитуды виброперемещений рукава и платформы машины I376 класса

са в вертикальной плоскости превышают предельно допустимые в 8 + 10 раз ;

-- уровни звукового давления превышают нормативные на 5+6 дБ А ;
-- в зоне рабочих скоростей швейной машины преобладающими являются амплитуды составляющих частот спектра до 100 Гц.

3. На основе амплитудно-частотных характеристик типовой скоростной швейной машины предложена многомассовая динамическая модель, с помощью которой возможно определение форм и частот как свободных, так и вынужденных колебаний элементов корпуса данной механической модели.

4. С целью получения качественных результатов аналитическим путем, предложенная многомассовая модель разделена на две подсистемы : I -- 15-ти массовая - корпус швейной машины ;
II -- 5-ти массовая - промышленный стол швейной машины.

Практическая реализация "слабых связей" дала :

-- снижение амплитуд частотного спектра исследуемых точек швейной машины в зоне низких частот на 15 дБ ;
-- снижение в 10+12 раз виброскорости крышки промышленного стола в рабочей зоне оператора ;
-- снижение октавного уровня звукового давления в зоне низких частот на 15,5 дБ.

5. Установлено, что с целью уменьшения максимальных амплитуд колебаний головки машины, жесткостные параметры опор валов не должны превышать величину $30 \cdot 10^6$ Н/м ; резонансная частота рассматриваемой системы оставалась неизменной 190 рад/с. Экспериментальные данные хорошо согласуются с теоретическими предположениями, что свидетельствует о правильно выбранной динамической модели скоростной швейной машины.

6. На основе упрощенной модели установлено, что основным определяющим параметром величины низшей собственной частоты корпуса швейной машины являются жесткостные параметры платформы машины.

- 25 -

- Исследование линейно-упругой модели игольного вала в рукаве скоростной швейной машины позволило установить, что :
- вид закрепления вала в рукаве швейной машины, а так же её жесткостные параметры опор вала чрезмерно влияют на парциальную собственную частоту данного вала ;
 - парциальная собственная частота вала лежит далеко за пределами рабочих скоростей машины независимо от формы её колебаний;
 - существенную роль на изменения парциальных собственных частот рассматриваемой системы оказывает жесткость рукава машины.
 - 8. Для линейно-упругой модели игольного вала в рукаве машины предложена методика определения области оптимума жесткостных параметров системы, которая может быть рекомендована для определения области оптимальных значений жесткостей, масс и геометрических параметров любого механизма, включенного в структурную схему швейной машины.
 - 9. Предложено устройство для снижения уровней вибрации и шума скоростных швейных машин, работающих в нестационарных режимах.
 - 10. Предложена общая расчетная схема скоростных швейных машин, учитывавшая податливость рукава и платформы швейной машины, так же динамику присоединенных к главному валу механизмов.
- Публикации по теме диссертации
- 1. Вехова З.С., Борисенков Б.И. Экспериментальное исследование влияния вида опор верхнего вала швейной машины I376 класса на её амплитудно-частотные характеристики. Научные труды МТИИП, М., 1977, №42, с. II0-II7.
 - 2. Борисенков Б.И., Андреевков Е.В. Динамические модели для расчета изгибных колебаний валов швейных машин. Научные труды МТИИП. Конструирование изделий из кожи, М., 1979, с.22-27.

- 3. Борисенков Б.И., Караваев В.В. О вычислении реакций в вибрирующих опорных парах плоских механизмов. Научные труды вузов Лит. ССР."Вибротехника", 1978, 3(33), с.15-18
- 4. Комисаров А.И., Крапивин Н.И., Борисенков Б.И. Рациональное отношение радиуса кривошипа к длине шатуна кривошипно-ползунного механизма иглы. ЦНИИЭИлегпищемаш"Оборудование для лёгкой промышленности", 1978, №5,

Разделы работы доложены

- 1. Ефимов А.И., Борисенков Б.И. Современные неметаллические материалы для узлов трения машин при работе без смазки или с ограниченной смазкой. Всесоюзный научно-технический семинар "Повышение надежности и долговечности машин для текстильной и лёгкой промышленности". Тезисы докладов. 12-14 апреля 1977 г., Ташкент.
- 2. Борисенков Б.И., Караваев В.В. О колебаниях вращающихся валов с величинными связями в виде плоских механизмов. Конференция "Проблемы нелинейных колебаний механических систем". Тезисы докладов. 18-20 октября 1978 г., Киев.
- 3. Борисенков Б.И., Караваев В.В., Крапивин Н.И., Статников И.Н. Применение ПЛП-поиска в определении жесткостных параметров механических систем. Всесоюзная научно-техническая конференция "Проблема виброзащиты и снижения уровня шума машин для текстильной и лёгкой промышленности". Тезисы докладов. 17-19 октября 1979 г., Иваново.
- 4. Борисенков Б.И., Караваев В.В., Крапивин Н.И. Исследование влияния жёсткостных параметров механической системы на её вибродеятельность. Всесоюзная научно-техническая конференция "Проблема виброзащиты и снижения уровня шума машин для текстильной и лёгкой промышленности". Тезисы докладов. 17-19 октября 1979 г., Иваново

Рядом работы доложены на заседаниях :

- кафедры "Сопротивление материалов" МТИЛП ;
- кафедры "Машины и аппараты лёгкой промышленности" МТИЛП;
- НТС при главном конструкторе Подольского механического завода им. М.И.Калинина ;
- НТС при главном технологе Оршанского завода лёгкого машиностроения.

Борисенков Б.И., Крапивин Н.И., Лопандим И.В. Механизм перемещения материала на швейной машине. Авторское свидетельство № 365404, октябрь 1972 г.

