

684
К-59

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ БССР

Белорусский технологический институт
имени С. М. Кирова

На правах рукописи

А. Ф. КОКОШКО

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ И
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА ПРОЧНОСТЬ И
НАДЕЖНОСТЬ НЕКОТОРЫХ ВИДОВ СТУЛЬЕВ**

/на русском языке/

(Специальность Об. 421 Машины, оборудование и
технология лесопильных и деревообрабатывающих
производства)

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

М и н с к
1971

684
К-59

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ БССР

Белорусский технологический институт имени
С.М. Кирова

На правах рукописи

А. Ф. КОКОШКО

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ И ТЕХНОЛО-
ГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА ПРОЧНОСТЬ И НАДЕЖНОСТЬ
НЕКОТОРЫХ ВИДОВ СТУЛЬБОВ

/на русском языке/

(Специальность 05.42I Машины, оборудование и
технология лесопильных и деревообрабатывающих
производств)

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

М и н с к
1971

Б-из БТИ им. С. М. Кирова
Минск, Свердлова, 13

2679 ар.



Работа выполнена в Белорусском технологическом институте имени С.М.Кирова и на Кишиневской мебельной фабрике № 6.

Научный руководитель - кандидат технических наук,
доцент Л.А.МАНКЕВИЧ.

Официальные оппоненты:

Доктор технических наук, профессор В.М.ХРУЛЕВ.

Кандидат технических наук, доцент В.И.МИКУЛИНСКИЙ.

Ведущее предприятие - Всесоюзный проектно-конструкторский и технологический институт мебели (ВПКТИМ).

Автореферат разослан "___" _____ 1971 г.

Защита диссертации состоится "___" _____ 1971 г.
на заседании Ученого Совета Белорусского технологического
института им. С.М.Кирова, г.Минск, ул. Свердлова 13-а,
корпус 4, ауд.220.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Ваши отзывы по автореферату в 2-х экземплярах с заверенными подписями просим присылать в адрес Совета.

Ученый секретарь Совета
кандидат технических наук

доцент:

И.М.Плехов.

Директивами XXIV съезда КПСС по пятилетнему плану развития народного хозяйства СССР на 1971-75 г.г. предусмотрено всемерно улучшать качество продукции во всех отраслях народного хозяйства. Для успешного решения этой важной проблемы требуется проведение обширных исследований с целью создания обоснованных методов расчета изделий на прочность и надежность, а также объективных методов контроля качества их.

Вопросы расчёта на прочность и надежность имеют первоочередное значение в мебельной промышленности, выпускающей изделия массового потребления. Типичным видом таких изделий являются стулья. Исследованием прочности и надежности стульев в разное время занимались Н.М.Беляков, Э.И.Ушеренко, А.В.Сухова, В.Ф.Наумчук, Г.И.Бутенко, К.М.Попов, В.А.Сизов и др. Однако, в настоящее время при расчетах стульев на прочность и надежность учитываются еще не все конструктивные и технологические факторы, так как в связи с применением новых материалов и созданием новых конструкций эти факторы еще в достаточной степени не изучены. Отсутствуют и нормативные требования по прочности и надежности, которыми должно удовлетворять проектируемое изделие.

Изучение имеющейся литературы по вопросам прочности и надежности соединений и стульев показало, что проведенные исследования выполнены для различных конструкций стульев. Характер и точки приложения нагрузок также были различны. Поэтому полученные данные не всегда сопоставимы. Отсутствуют и методы расчета различных узлов, шиповых и болтовых соединений в стульях, их жесткости, а также методы экспериментальной проверки стульев на прочность.

Задачей настоящего исследования является определение влияния конструктивных и технологических факторов на прочность и надежность некоторых видов стульев.

Предложенные в данной работе рекомендации, выработанные на основе экспериментальных и теоретических исследований, позволят работникам предприятий и конструкторских организаций добиться при проектировании стульев выполнения требований по прочности и надежности изделий, уменьшить расход материалов и труда.

Содержание работы изложено на 208 страницах, в том числе: 33 страницы рисунков и 41 страница приложений. Список используемой литературы включает 47 наименований советских и зарубежных авторов. Работа состоит из: "Введения", 4-х глав, выводов, рекомендаций и приложений, включающих акт внедрения результатов исследований в промышленности.

В ПЕРВОЙ ГЛАВЕ дается краткий обзор и критический анализ состояния вопроса по прочности и надежности стульев, отдельных узлов и соединений.

ВО ВТОРОЙ ГЛАВЕ "Теоретические исследования" рассматривается прочность и надежность стульев.

1. Исследование прочности стульев.

Большинство конструкций современных стульев представляет собой пространственные статически определимые или статически неопределимые стержневые системы, составленные из нескольких плоских систем. При расчете будем рассматривать стул, как пространственную систему, состоящую из двух плоских рам, соединенных между собой отдельными брусками. В силу симмет-

рии можно считать, что прикладываемая нагрузка распределяется равномерно между двумя рамами.

Исследование прочности стульев выполняем в такой последовательности:

а/ выбор типов стульев, б/установление внешних нагрузок и схем расчета, в/ определение внутренних усилий, возникающих в поперечных сечениях деталей и их соединениях,

г/ расчет прочности соединений деталей.

а/ Выбор типов стульев.

Мебельная промышленность в настоящее время выпускает большое число различных видов стульев. Это создает определенные трудности при расчете прочности. Однако, учитывая то, что практикой выработаны сечения деталей с большим запасом прочности, а также то, что подавляющее число поломок стульев /около 90 % / происходит из-за выхода из строя соединений деталей, расчет прочности стульев можно свести к расчету прочности соединений деталей. Для деталей же можно производить только поверочный расчет на прочность.

Во многих типах стульев имеются общие характерные особенности. Так большую группу составляют гнутоклеенные стулья с проножкой и без нее, изготовленные из березового шпона методом прессования. Такие стулья выпускает большинство предприятий РСФСР, Украины, Белоруссии, Молдавии и др. Для исследований приняты стулья, выпускаемые Кишиневской мебельной фабрикой № 6:

1. Стул гнутоклеенный без проножки,

2. Стул гнутоклеенный с проножкой /царга - трапециевидный

ная замкнутая, задние ножки к царге крепятся при помощи болта М6х60, передняя - цельным круглым шипом вставляется в отверстие бобышки/.

3. Стул гнуто-столярный с проножкой из массива бука /характерные особенности те же /.

б/ Установление внешних нагрузок и схем расчета.

При расчете стульев на прочность принимаем нагрузку, равную примерно максимальному весу человека $P=120$ кг. Анализируя положение человека на сиденье стула, выделены 4 схемы нагружения:

1 - человек резко садится на стул. Вес полностью передается на сиденье. Характер нагрузки - динамический.

2 - человек сидит на сиденье и одновременно опирается на спинку с таким усилием, что передние ножки отошли от пола, но угол, образованный плоскостью нижних концов ножек и полом, незначительный и в расчет не принимается. Нагрузка-статическая.

3 - человек сидит на сиденье так, что задние ножки отошли от пола. Угол - незначительный. Характер нагрузки-статический.

4 - нагрузка приложена к переднему краю сиденья по диагонали /согласно ГОСТ 12029-66/. Характер нагрузки-статический.

в/ Определение внутренних усилий.

Определение внутренних усилий в поперечных сечениях деталей, узлах и их соединениях производим в плоскости передних и задних ножек стула методами строительной механики. Для каждой выделенной схемы нагружения стула строим эпюры изгибающих моментов M , поперечных Q и нормальных сил N . По получен-

ним эпюрам производим определение опасных сечений в деталях, узлах и их соединениях.

Анализируя полученные эпюры, устанавливаем, что в узлах стула наиболее опасным по величине вызываемых напряжений является изгибающий момент M . При этом максимальный изгибающий момент возникает в заднем узле при прикладывании нагрузки к переднему краю сиденья по схеме 2, а в переднем – по схеме 3. Поэтому принимаем эти схемы нагружения для расчетов прочности деталей и узлов и их экспериментальной проверки.

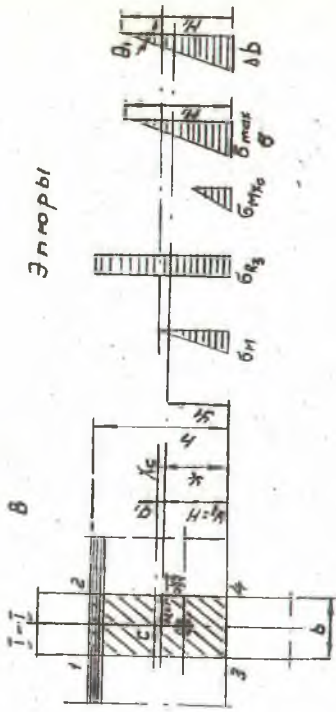
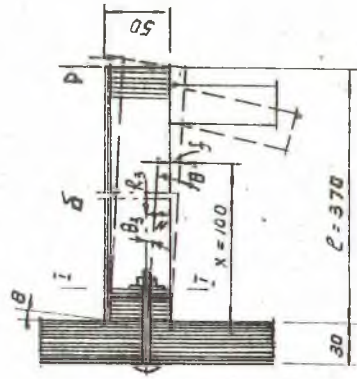
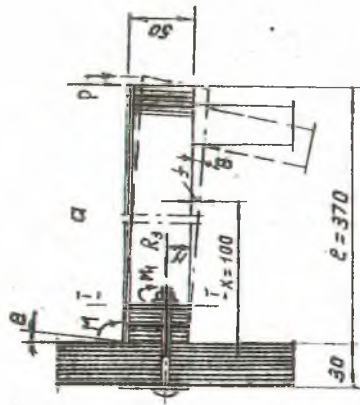
г/ Прочность болтового соединения задней ножки с царгой.

Болтовое соединение относится к предварительно напряженным. Предварительное напряжение требуется для обеспечения необходимой жесткости соединения. При этом возможны два варианта работы болтового соединения:

1. Болт под действием приложенных нагрузок /изгибающего момента/ практически не изгибается. Шайба имеет такие размеры и площадь соприкосновения с болтом, что поворот ее в плоскости перпендикулярной продольной оси болта исключается. При этом шайба по форме и размерам равняется площадке контакта задней ножки с царгой стула /рис. I-а/.

2. Болт под действием приложенных нагрузок изгибается. Шайба любой формы и размеров /рис. I-б/.

Рассматривая работу болтового соединения по первому варианту видим, что на площадку контакта соединяемых деталей /рис. I-в/ оказывают одновременно воздействие изгибающий момент M , продольная сила R_3 /усилие предварительной затяжки болта/ и изгибающий момент M_1 , образующийся при внецентрен-



Эпюры

Рис. I. Схеме болтового соединения задней ножки стула с царгой.

ном соединении деталей. Составляющие момента M_I относительно главных осей X_c и Y_c равны M_{X_c} и M_{Y_c} . При исследованиях рассматриваем случай, когда болт располагается на оси Y_c , тогда $M_{Y_c}=0$.

Наибольшие напряжения возникают в точках, наиболее удаленных от оси, т.е. в точках 1-2 и 3-4. Напряжения для этих точек определяются из следующих уравнений:

а/условие нераскрытия соединения - для точек 1-2:

$$\sigma_{\min} = + \frac{M}{J_{X_c}} y - \frac{R_3}{F} \pm \frac{R_3 e}{J_{X_c}} y \leq 0 \quad / 1 /$$

б/условие прочности - для точек 3-4:

$$\sigma_{\max} = - \frac{M}{J_{X_c}} y - \frac{R_3}{F} \pm \frac{R_3 e}{J_{X_c}} y \leq [\sigma] \quad / 2 /$$

где J_{X_c} - момент инерции площадки контакта соединяемых деталей,
 e - эксцентриситет приложения усилия предварительной затяжки болта, см.

y - ордината рассматриваемой точки, см.

Усилие предварительной затяжки болта определяем по известной формуле и равно: $R_3 = P_I L / 0,124$ - для болта М6х60, $R_3 = P_I / 0,158$ - для болта М8х60 и $R_3 = P_I L / 0,292$ - для болта М10х60.

При воздействии прикладываемой нагрузки /измененная схема 2 нагружения / сиденье стула перемещается /деформируется/ от своего первоначального положения на какую-то величину f , т.е. образует угол θ . Величина этого угла зависит от прогиба самого сиденья f_2 и от деформации заднего узла f_1 , которая в свою очередь зависит от конструктивных особенностей заднего узла. Для определения величины полной деформации сиденья на расстоянии $X=100$ мм от задней ножки /расстояние принято

ВПКТИМ / нами разработан и предлагается впервые следующий метод:

1. Определяем величину изгибающего момента в заднем узле в зависимости от величины, направления и точки приложения нагрузки, а также от конструкции стула.

2. По формуле /3/ определяем усилие предварительной затяжки болта R_3 :

Болт	Усилие затяжки болта R_3 при моменте на гайке			
	10	30	50	60
M6 x60	81	242	403	484
M8 x 60	63	158	317	380
M10 x 60	34	103	172	206

3. Определяем площадь контакта соединяемых деталей, а также момент инерции.

4. Определяем максимальное сжимающее напряжение в точках 3-4 /рис. I-в/ по формуле /2/. Строим эпюры.

5. Приравнивая уравнение /2/ нулю, находим расстояние от нейтральной оси X_c сечения до нейтральной линии суммарной эпюры. Складывая этот размер с размером Y_c , получим расстояние от нейтральной линии суммарной эпюры напряжений до точки с максимальным сжимающим напряжением, т.е. получим размер H_T .

6. По графику абсолютных деформаций, который строим на основании экспериментальных данных в системе напряжение σ - абсолютная деформация Δb , находим величину абсолютной деформации в точках 3-4 и строим эпюру абсолютных деформаций для узла /эпюра Δb рис. I-в /.

7. Определяем угол θ_I поворота сиденья по отношению к задней ножке по формуле /из эпюры абсолютных деформаций узла/:

$$\operatorname{tg} \theta_I = \frac{\Delta b}{H_I} \quad /4/$$

8. Определяем величину прогиба сиденья, рассматривая его как заземленную балку. Для выбранных типов стульев при нагрузке в 100 кг прогиб составляет всего 0,17 мм. Поэтому при расчетах им пренебрегаем. Полная деформация, таким образом, будет равна $f = f_1$.

9. Деформация сиденья на расстоянии $X = 100$ мм от задней ножки будет равна:

$$f = X \operatorname{tg} \theta_I = 100 \operatorname{tg} \theta_I \text{ мм} \quad /5/$$

Рассматривая болтовое соединение, в котором при воздействии изгибающего момента происходит изгиб болта /второй вариант / не трудно заметить, что нейтральная ось соединения проходит по оси болта / при любой величине изгибающего момента происходит раскрытие стыка /. При этом на сжатие будет работать площадь контакта соединяемых деталей, расположенная ниже оси болта, которую в дальнейшем будем называть полезной площадью.

Момент инерции полезной площади контакта определяем для трех принятых схем расположения болта по высоте царги: $H = 15$ мм - $J_{Kc} = 5,40 \text{ см}^4$, $H = 22$ мм - $J_{Kc} = 16,15 \text{ см}^4$ и $H = 29$ мм - $J_{Kc} = 39,10 \text{ см}^4$.

При воздействии изгибающего момента /рис, I-6 / происходит раскрытие стыка на угол θ_I , величина которого зависит

от величины абсолютной деформации по полезной площади контакта соединяемых деталей и от изгиба болта. При этом воздействие указанных факторов необходимо рассматривать совместно.

Величину полной деформации f сиденья определяем следующим образом:

1. Определяем величину деформации в заднем узле также, как и для варианта I. Только момент инерции в формуле /2/ определяем для полезной площадки контакта. Деформацию от прогиба самого сиденья f_2 и для этого варианта не принимаем в расчет.

2. Величину прогиба болта f_3 определяем по формуле:

$$y_{max} = \frac{M \cdot e^2}{2E \cdot J} \quad /6/$$

где e — длина консоли болта / $e = 2$ см /,

E — модуль упругости материала болта / $E = 2 \cdot 10^6$ кг/см² /,

J — момент инерции поперечного сечения болта, см⁴.

Определяем угол поворота сиденья в зависимости от изгиба болта из соотношения:

$$\operatorname{tg} \theta_3 = \frac{y_{max}}{e} \quad /7/$$

Полная деформация сиденья будет равна:

$$f = f_1 + f_3 = x / \operatorname{tg} \theta_1 + \operatorname{tg} \theta_3 /.$$

д/ Прочность шипового соединения передней ножки с царгой.

При рассмотрении работы шипового соединения передней ножки с царгой стула /рис.2 / при воздействии изгибающего момента главное внимание обращается на характер закрепления шипа.

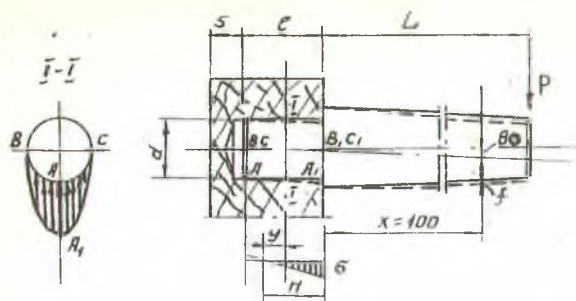


Рис.2. Схема шипового соединения передней ножки с царгой стула.

Выделим два характерных случая:

1. Соединение выполнено без склеивания /склеивание не произошло /.

2. Соединение выполнено на клею.

В первом случае при воздействии внешних нагрузок произойдет смятие опорных поверхностей и ножка по отношению к царге повернется на некоторый угол Θ . Величина этого угла зависит от прочности материалов, размеров шипового соединения, величины и характера нагрузки. При этом давление в шиповом соединении распределяется по цилиндрической поверхности. Для определения величины напряжений принимаем, что давление распределяется по диаметральной плоскости сечения шипа. Максимальные сминающие напряжения при воздействии изгибающего момента возникают в точке А или А₁. Величину угла Θ определяем по методике, принятой для болтового соединения.

Во втором случае /при склейке соединения/ по данным

Н.М. Белякова 85 % нагрузки воспринимает клеевое скрепление. Определить величину напряжений, возникающих в шиповом соединении при воздействии изгибающего момента, практически очень трудно. К тому же, до разрушения клеевого слоя /клей К-17 и т. п./ деформация соединения почти отсутствует. Поэтому за критерий прочности шипового соединения можно принять величину изгибающего момента, который может выдержать шиповое соединение без разрушения. Величину этого момента целесообразно определять экспериментально.

2. Теоретические основы надежности стульев.

Согласно ГОСТ 13 377-67 "Надежность в технике. Терминология" под надежностью стула предлагается понимать "свойство изделия, обусловленное безотказностью, долговечностью и ремонтопригодностью самого изделия и его составных частей и обеспечивающее сохранение эксплуатационных показателей изделия в заданных пределах".

Под отказом стула будем понимать такое событие, после появления которого наступает полное прекращение работы изделия или технические характеристики выходят за допустимые пределы.

Из наблюдений за эксплуатацией стульев и из исследований установлено, что в большинстве случаев при отказе восстановить или отремонтировать стул, как правило, не удастся. К тому же, учитывая то, что мебельные предприятия не производят запасных частей, а ремонтные мастерские очень слабо технически оснащены, поэтому стулья можно отнести к числу неремонтируемых и невосстанавливаемых изделий. При этом легко устранимые

отказы в расчет не принимаем.

В связи с тем, что условия эксплуатации стула самые различные, то время возникновения отказов или время работы изделия между отказами представляет собой случайное явление. Зависит это еще и от различного качества материалов, идущих на изготовление стульев, различием технологии изготовления и др. Поэтому для расчета надежности стульев в качестве математического аппарата можно использовать теорию вероятностей и математическую статистику. Однако, методы теории вероятностей имеют существенный недостаток: они не позволяют точно предсказать время и место возникновения отказа для данного конкретного образца изделия.

В качестве критериев надежности наиболее удобно принять: вероятность безотказной работы - P/t , опасность /интенсивность /отказов - λ /t , частота отказов - α /t ; для характеристики долговечности - среднее время безотказной работы - T . Указанные характеристики определяются из статистических данных по формулам:

$$P/t = \frac{N_0 - n/t}{N_0} \quad /8/$$

$$\lambda /t = \frac{n /t/}{\Delta t \cdot N_{cp}} \quad /9/$$

$$\alpha /t = \frac{n /t/}{N_0 \cdot \Delta t} \quad /10/$$

$$T = \frac{\sum_{i=1}^{N_0} t_i}{N_0}, \quad /11/$$

где N_0 - число изделий в начале испытаний,

n/t - число отказавших изделий за время Δt .

N_{cp} - среднее число изделий, исправно работающих в интервале времени t .

t_i - время работы i -го изделия до отказа.

Предложенные методы расчета позволяют легко и просто с учетом большинства конструктивных и технологических факторов вести расчет прочности соединений узлов и деталей, а также надежности стульев при проектировании.

В ТРЕТЬЕЙ ГЛАВЕ "Методика выполнения экспериментальных работ" подробно исследованы основные факторы, влияющие на прочность и надежность стульев, рассмотрено применяемое оборудование при исследованиях, а также методика выполнения экспериментальных работ и дано обоснование числа опытов.

Во время эксплуатации стул испытывает статические и динамические нагрузки. Статическая нагрузка прикладывается к стулу постепенно; все части стула находятся в равновесии. Ускорения элементов отсутствуют. Динамические нагрузки, действующие на стул, бывают двух видов: внезапно приложенные и повторно или периодически действующие.

В зависимости от характера прикладываемой нагрузки предлагается два метода расчета и экспериментальной проверки стула:

а/ расчет прочности стула при статической нагрузке. Экспериментальное определение прочности будем производить на установке, изготовленной по схеме 2 нагружения стула /рис.1/.

б/ Расчет надежности стула при динамической нагрузке,

меняющейся по величине и знаку. В основу конструкции испытательного стенда заложена привычка человека качаться на стуле.

Факторы, влияющие на прочность и надежность стульев, следующие:

1. Вид материала. Величина допускаемого напряжения на смятие и величина абсолютной деформации зависит от вида материала и породы древесины, из которых изготовлен стул. Для исследований приняты стулья, изготовленные из гнотоклеенной древесины из березового лущенного шпона и древесины бука.

2. Величина прикладываемой нагрузки. От величины нагрузки зависит величина изгибающего момента в узлах. Для исследований приняты величины нагрузок: для стула без проножки $P = 0-30$ кг с градацией в 5 кг, а для стульев с проножкой - $P = 0-100$ кг с градацией в 10 кг.

3. Величина усилия предварительной затяжки болта оказывает влияние на величину вызываемых напряжений в болтовом соединении. В результате поисковых исследований установлено, что болт должен быть затянут усилием в пределах $R_3 = 80-400$ кг, которые и принимаем для исследований.

4. Диаметр болта оказывает большое влияние на величину усилия предварительной затяжки болта, а также на величину деформации стула /второй вариант работы/. Для исследований приняты диаметры болта 6, 8 и 11 /10/ мм.

5. Высота расположения болта в царге оказывает влияние на величину напряжений в заднем узле. Для исследований конструктивно выделены 3 схемы расположения болта: 1 - $H = 15$, 2 - $H = 22$ и 3 - $H = 29$ мм

2679 ар.
Ин-ж Б.И. Ят. С. М. Нуров
г. Минск, Свердлова, 13

6. Характер сопряжения деталей в переднем узле влияет на прочность клеевого скрепления. Для исследований приняты: натяг 0,45 мм и зазор -0,25 мм. При этом соединения выполнялись без намазки клеем, с намазкой клеем только шипа и с двухсторонней намазкой.

Для определения статической прочности стульев нами был спроектирован и изготовлен стенд, принцип работы которого следующий: стул закрепляется на станине, нагрузка при помощи лебедки через динамометр со скоростью примерно 100 кг/мин прикладывается к переднему краю сиденья /перпендикулярно сиденью/. Деформация замеряется индикатором.

Для испытаний на надежность был принят стенд, спроектированный ВПКТИМ /проект 5ИИМ-00-00/, в основу которого заложено качание стула попеременно на передних и задних ножках с грузом на сиденьи в 80 кг. Стул закрепляется на стенде так, чтобы при качании передние и задние ножки его поочередно приподнимались на 6 ± 1 см. Ритм качания стула 24 в минуту.

При испытаниях проверялось влияние на прочность и надежность стульев факторов, указанных выше. При этом отобранные стулья для экспериментов выдерживались в помещении при температуре воздуха 20 ± 2 и относительной влажностью $60 \pm 5\%$. Влажность деталей стула была $8 \pm 2\%$. Для сборки переднего узла применялся клей К-Г7 с рабочей вязкостью 60-90 сек по ВЗ-4. Время выдержки стула - не менее 48 час.

При определении прочности одна серия экспериментов состояла из I2-I4 стульев /узлов/, а при определении надежности - из 20 стульев.

Таким образом, установлено, что на прочность и надежность ступьев большое влияние оказывает вид материала и порода древесины, величина нагрузки, величина усилия предварительной затяжки болта, диаметр и высота расположения болта в царге и др. В зависимости от характера прикладываемой нагрузки предложены два способа испытаний ступьев: а/на прочность и б/на надежность.

В ЧЕТВЕРТОЙ ГЛАВЕ "Экспериментальные исследования" приводятся результаты определения прочности и надежности узлов и ступьев.

На основании экспериментальных данных построен график абсолютных деформаций, из которого определили условный предел смятия:

1. Для древесины бука при прикладывании нагрузки в тангентальном направлении к годичным слоям - $[\sigma]_{см} = 150 \text{ кг/см}^2$.

2. Для гнутоклееной древесины из березового лущенного шпона при прикладывании нагрузки перпендикулярно слоям шпона - $[\sigma]_{см} = 155 \text{ кг/см}^2$.

Прочность болтового соединения деталей.

При исследованиях определялось влияние на прочность следующих факторов:

1. Усилие предварительной затяжки болта - принималось $R_3 = 242$ и 403 кг , что соответствует моменту, приложенному к гайке, $M_T = 30$ и 50 кгсм . При этом болт диаметром 6 мм был расположен в царге на расстоянии $H = 29 \text{ мм}$ от нижнего края. Результаты теоретических и экспериментальных исследований приведены на рис. 3 /кривые 1 и 2/. Из графиков видим, что увеличенные усилия

предварительной затяжки болта уменьшает величину деформации узла незначительно / в принятых пределах всего на 5-8 % /.

2. Расположение болта по высоте царги- варьировалось $H=15$ и 29 мм. В обоих случаях болт диаметром 6 мм был затянут усилием $R_3 = 242$ кг /рис.3 кривые 1 и 3 /. С увеличением размера H величина деформации уменьшается / для принятых пределов в $1,8$ раза /.

3. Диаметр болта. Для исследований были приняты диаметры болта 6 и 11 /10/ мм. Результаты определения деформации приведены на рис.3 /кривые 1 и 4 /. При этом болт располагался на расстоянии $H = 22$ мм при $R_3=242$ кг. С увеличением диаметра болта прочность узла также увеличивается. Применение болта диаметром 11 /10/мм дает уменьшение деформации в $4-5$ раз.

Определение деформации стульев в зависимости от прочности заднего узла.

При определении деформации исследовалось влияние на прочность стула тех же факторов, что и для отдельного узла.

а/Стул гнutoкклееный без проножки.

1. Варьирование усилия предварительной затяжки болта не производилось, т.к. при определении прочности отдельного узла было установлено, что усилие предварительной затяжки болта не оказывает большого влияния на прочность болтового соединения / в принятых пределах /.

2. Варьирование высоты расположения болта в царге - $H = 15, 22$ и 29 мм. При этом болт диаметром 6 мм был затянут усилием $R_3=242$ кг. Результаты определения прочности приведены на рис. 4 /кривые 1, 2 и 3 /.

3. Диаметр болта. В связи с тем, что данный стул имеет очень низкую прочность /из рис.4/, то влияние диаметра на прочность стула не изучали.

б/ Стул гнутоклееный с проножкой.

1. Высота расположения болта в царге- принимались $H = 15, 22$ и 29 мм. Болт диаметром 6 мм был затянут усилием $R_3=242$ кг. Шиповое соединение передней ножки с царгой было изготовлено с натягом $0,45$ мм с намазкой клеем К-17 шипа и гнезда. Результаты определения деформации приведены на рис.5 /кривые 1, 2 и 3 /.

2. Диаметр болта. Для исследований были приняты болты диаметром 6 и 8 мм. При этом $H = 29$ мм и $R_3=242$ кг. Результаты приведены на рис.5 /кривые 3 и 4 /.

3. Усилие предварительной затяжки болта принималось равным $R_3=80, 242$ и 403 кг /момент $M_T= 10, 30$ и 50 кгсм /. Определение деформации производилось только экспериментально. Результаты представлены на рис. 5. (кривые 5,2 и 6 соответственно).

в/ Стул гнуто-столярный из массива бука с проножкой.

Для данного стула было проведено всего лишь две серии опытов с $H = 15$ мм и $R_3=242$ кг, болт диаметром 6 мм. При сборке шипового соединения передней ножки с царгой намазка клеем производилась только шипа или была двухсторонней / расход клея на одно соединение составлял $4,5$ и 9 г соответственно/. Результаты опытов приведены на рис. 6.

Для уменьшения объема вычислений предложено два способа определения величины деформации узла или стула в зависимости от их конструктивных особенностей:

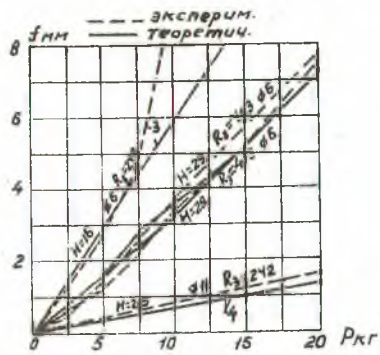


Рис.3. Зависимость прочности болтового соединения от величины H и диаметра болта

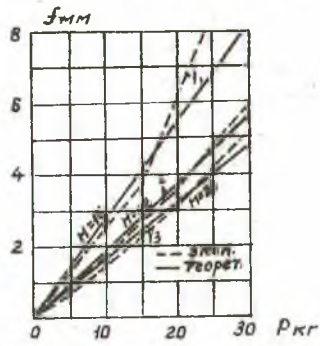


Рис.4. Зависимость деформации гнутоклееного стула от высоты расположения болта в царге

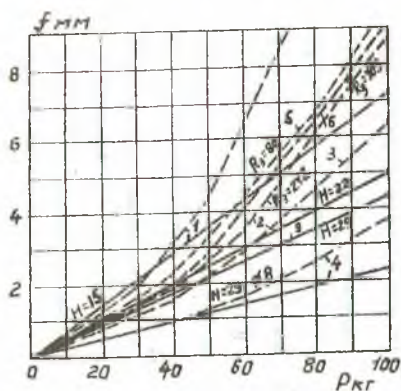


Рис.5. Зависимость деформации гнутоклееного стула с проножкой от высоты расположения болта в царге H и от усилия предварительной затяжки болта R_3

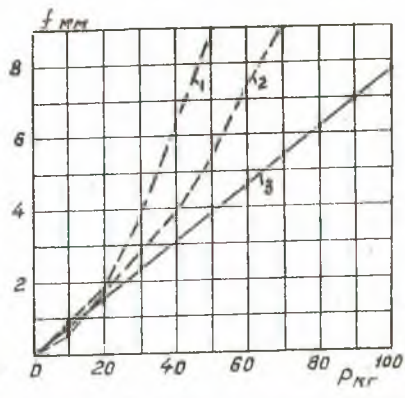


Рис.6. Прочность гнуто-столярного стула с проножкой: 1- $H=15$ мм при $M_T=30$ кгсм намазка клеем только шипа, 2-то же, намазка клеем двухсторонняя, 3- $H=15$ мм при $M_T=80$ кгсм

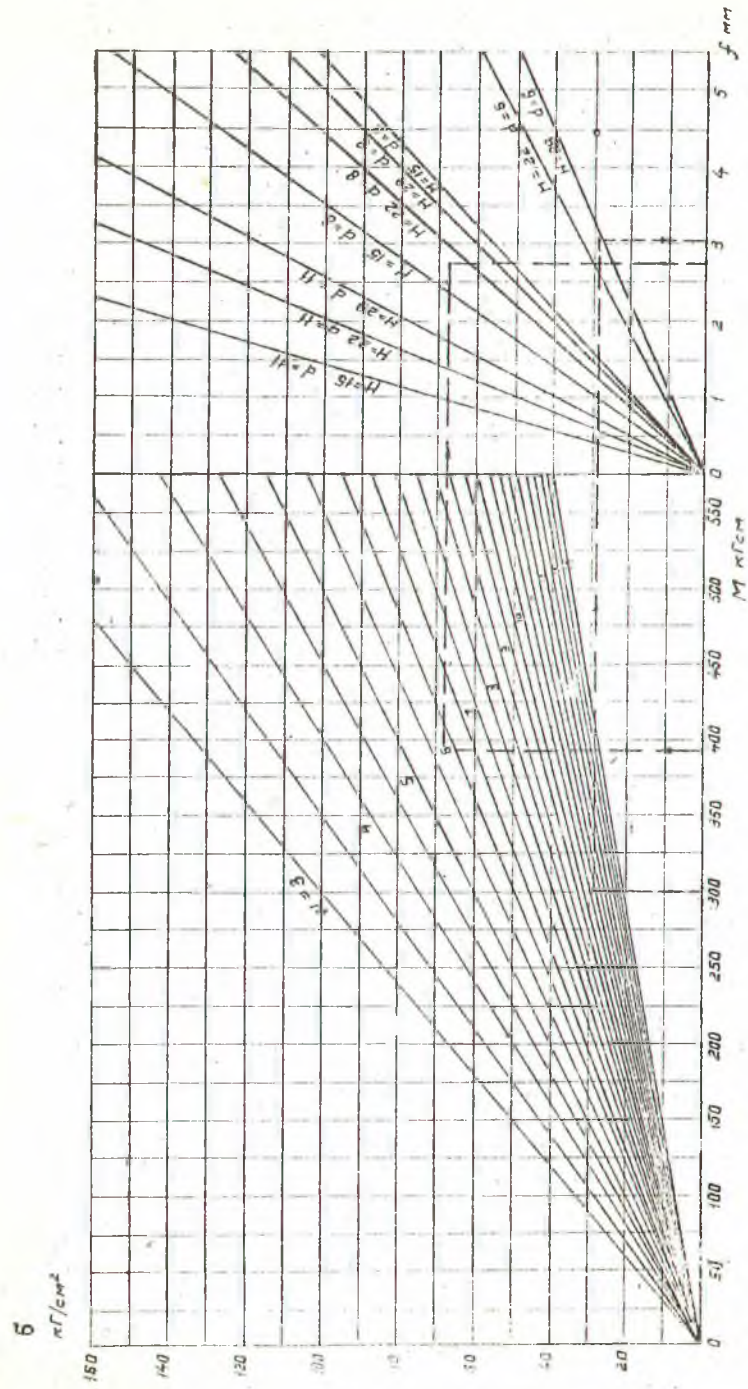


Рис.7. Номограмма для определения деформации гнутоклееных стульев в зависимости от конструктивных особенностей заднего узла.

1. Табличный и 2. При помощи номограммы на рис.7.

Определение деформации стула в зависимости от прочности
переднего узла.

Определение величины деформации производилось при следующих данных:

1. Стул гнутоклееный без проножки: шиповое соединение изготовлялось с натягом 0,45 мм с намазкой клеем, в первом случае, шипа и гнезда, во втором - без намазки клеем. Кроме того, одна серия стульев была изготовлена с зазором 0,25 мм. Результаты опытов приведены на рис.8.

2. Стул гнутоклееный с проножкой. Наличие проножки уменьшает величину изгибающего момента в переднем узле в несколько раз. Так как передний узел стула с проножкой конструктивно не отличается от стула без проножки, деформации данного вида стула не определялись, а были приняты данные для стула без проножки уменьшенные во столько раз, во сколько раз проножка уменьшает величину момента в узле /для принятых стульев в 3-4 раза/.

3. Стул гнуто-столярный из массива с проножкой: определение деформации производилось при тех же данных, что и для стула гнутоклееного без проножки. Результаты определения представлены на рис.9.

Анализируя полученные кривые нетрудно установить, что передний узел данных стульев имеет очень низкую прочность. Прочным можно считать узел, который выдерживает без разрушения изгибающий момент не менее 400 кгсм.

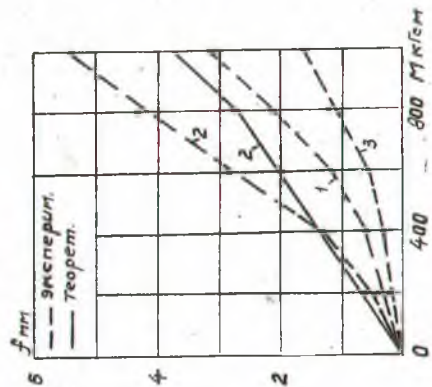


Рис. 8. Изменение деформации шипового соединения передней ножки с царгой гнущего ступа.

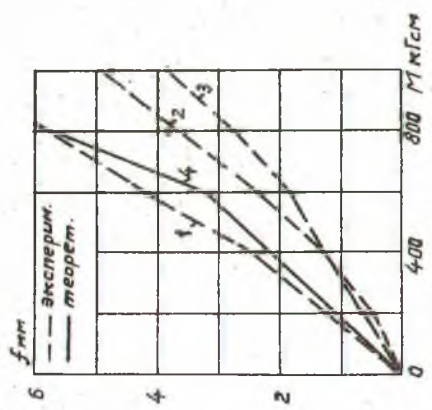


Рис. 9. Изменение деформации переднего узла гнущего ступа с проножкой.

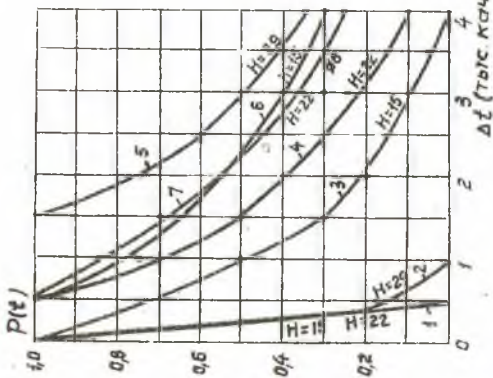


Рис. 10. Зависимость надежности ступень от высоты расположения болта в царге и от диаметра болта:
 1-2-стул гнutoклевeный с проножкой,
 3, 4, 5-стул гнutoклевeный без проножки,
 6-стул гнuto-столярный с проножкой,
 7-стул гнuto-столярный с проножкой,
 /болт диаметром 8 мм/

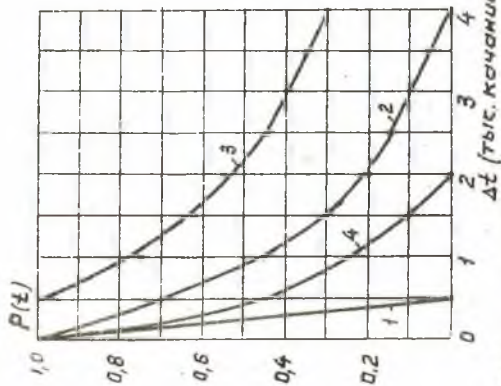


Рис. 11. Надежность ступень различных конструкций:
 1-стул гнutoклевeный без проножки,
 2-стул гнutoклевeный с проножкой,
 3-стул гнuto-столярный с проножкой,
 4-стул гнuto-столярный с проножкой,
 /навязка клеeм в переднем узле только шипы/.

Влияние конструктивных и технологических факторов
на надежность стульев.

При определении надежности стульев проверялось влияние тех же факторов, что и при определении прочности. Вычисление количественных характеристик надежности производилось по формулам / 8-II /. Для вероятности безотказной работы построены графики /рис. II и I2 /.

Результаты исследований частично внедрены на Кишиневской мебельной фабрике № 6.

В В О Д Ы И Р Е К О М Е Н Д А Ц И И.

На основании выполненных в работе теоретических и экспериментальных исследований можно сделать следующие выводы и рекомендации:

1. При расчете на прочность стул можно рассматривать, как пространственную систему, состоящую из двух плоских рам, соединенных между собой отдельными брусками. Для определения внутренних усилий, возникающих в деталях и узлах при приложении внешних нагрузок, приемлемы методы строительной механики.

2. В связи с тем, что применяемые в стульях детали имеют, как правило, достаточный запас прочности и стул выходит из строя чаще всего из-за поломок узлов, расчет прочности стула можно свести к расчету прочности переднего и заднего узлов. Для деталей же можно производить только поверочный расчет.

3. Величина усилия предварительной затяжки болта в пределах 80-400 кг не оказывает большого влияния на прочность болтового соединения деталей. Однако, для создания жесткости соеди-

нения к болту должно быть приложено усилие затяжки в 200-400 кг.

4. При односторонней намазке клеем уменьшается расход последнего примерно в 2 раза, а с ним и прочность шипового соединения. Поэтому передний узел стульев должен быть собран на клею с двухсторонней намазкой. При этом он должен выдерживать без разрушения изгибающий момент не менее 400 кгсм.

5. Стул будет более прочным и надежным, если в заднем узле болт будет расположен на расстоянии $H = 20-30$ мм от нижнего края царги. При этом высота царги должна быть не менее 40 мм.

6. Применение болта диаметром 8 мм вместо 6 мм дает увеличение прочности болтового соединения в 2-2,5 раза, диаметром 11 / 10 / мм - в 4 -5 раз. Поэтому в болтовом соединении задней ножки стула с царгой должен применяться болт диаметром 10-12 мм. От применения болта диаметром 6 мм необходимо вообще отказаться.

7. Основным показателем качества стульев является их прочность. Поэтому качественным будет стул, если при приложении нагрузки в 100 кг к переднему краю сиденья по схеме 2 величина деформации будет не выше 2 мм / изгибающий момент в заднем узле будет равен 500 кгсм /.

8. Наличие проножки увеличивает прочность рассматриваемых стульев примерно в 3-4 раза.

9. При исследованиях установлено, что царга с приклеенным сиденьем имеет большой запас прочности, а поэтому имеется возможность уменьшить толщину царги до 14-15 мм. Это позволит сэкономить большое количество шпона /около 30 % на одну царгу/, повысить производительность труда и уменьшить себестоимость

выпускаемых стульев.

Ю. Использование результатов исследований в промышленности позволит резко повысить прочность и надежность рассмотренных видов стульев и получить только за счет уменьшения сечения деталей экономический эффект в 80 000 руб. на 1 млн. стульев.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Влияние некоторых конструктивных и технологических факторов на надежность стульев. Сборник научно-технической конференции молодых ученых Белоруссии, Минск 1969 г.

2. К расчету стульев на прочность. Материалы научно-технической конференции по итогам научных работ. БТИ, Минск 1969 г.

3. Прочность шипового соединения передней ножки стула с царгой. Сборник научных трудов молодых специалистов. УкрНИИМОД г. Киев 1970 г.

4. Исследование прочности гнутоклееного стула с проножкой. Тезисы докладов и рекомендации научно-технического совещания "Новое в технике и технологии производства гнутоклееных деталей" г. Бендеры 1971 г.

5. Прочность болтового и шипового соединений деталей стула. Тезисы научно-технической конференции "Научно-технический прогресс в деревообрабатывающей промышленности", Минск 1971 г. / в соавторстве с А.А. Куцаком /.

6. Исследование надежности царгового гнутоклееного стула / в соавторстве с Р.А. Богатыревым, П.В. Костриковым и М.А. Черноуцаном /, Р.И. "Мебель" Москва № 11-1971 г.