

02.02

761

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ИМЕНИ ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

УДК 629.11.012.853.001.24(043.3)
943.011.001

На правах рукописи

МОЛЧАНОВ Владимир Иванович

УДК 629.11.012.853.001.24(043.3)

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ ЛИСТОВОЙ РЕССОРЫ

Специальность 05.02.02 - Машиноведение и детали машин

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск - 1983

Работа выполнена в ГСКБ по промышленным тракторам и двигателям ПО "Челябинский тракторный завод имени В.И.Ленина"

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ - кандидат технических наук,
доцент Позин Б.М.

ОФИЦИАЛЬНЫЕ ОППОНЕНТЫ: доктор технических наук,
старший научный сотрудник
Дмитриченко С.С.,

кандидат технических наук,
доцент Березин И.Я.

ВЕДУЩЕЕ ПРЕДПРИЯТИЕ - конструкторско-технологический
институт автоматизации и механизации
автомобилестроения (КТИАМ)


Защита состоится 16 февраля 1983 года, в 15 часов, на заседании специализированного совета К 053.13.02 Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола по адресу: 454044, г.Челябинск, пр. им.В.И.Ленина, 76.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просим направлять ученому секретарю совета по вышеуказанному адресу.

Автореферат разослан " ____ " января 1983 года

Ученый секретарь специализированного совета кандидат технических наук, доцент



Г.В.Савельев



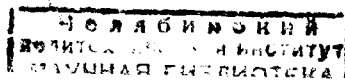
ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

АКТУАЛЬНОСТЬ РАБОТЫ. Одной из основных задач развития современного машиностроения, выдвигаемых решениями XXVI съезда КПСС, является повышение технического уровня, качества, надежности и долговечности выпускаемой продукции.

Листовая рессора является одним из основных элементов подвески автомобилей, тракторов, железнодорожного подвижного состава и ряда других транспортных машин. Современные методы расчета статической прочности листовых рессор (метод равной кривизны и метод конечных сил), основанные на принципиально различных гипотезах взаимодействия элементов рессоры, не дают достаточно точной оценки напряжений в листах от внешней нагрузки. Кроме того, они не позволяют рассчитать напряжения в тех зонах (например, в зоне между стремянками), где наиболее часто происходят поломки рессор (около 50%), определить напряженность других деталей рессоры (стремянок, крышки и т.д.). Комбинирование известных методов, основанное на частных экспериментах, также не исключает ошибок при расчете рессор. Несовершенство методов расчета приводит к недостаточной долговечности либо компенсируется значительными запасами прочности деталей рессор. Наиболее сильно недостатки существующих методов проявляются при расчете тракторных листовых рессор в силу ряда их конструктивных особенностей (большая толщина листов, специальная схема нагружения). В связи с этим разработка более совершенного метода расчета листовых рессор, позволяющего оценить напряженное состояние всех элементов рессорного узла на стадии проектирования, является в настоящее время актуальной научной и практической задачей.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ. Основная цель настоящей работы заключается в повышении работоспособности листовой рессоры путем совершенствования методов расчета ее статической прочности.

ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ. В качестве объектов исследования были выбраны листовые рессоры выпускаемых и подготовленных к серийному производству промышленных тракторов Т-100М, Т-130 и их модификаций. Для отработки теоретических положений была изготовлена и исследована специальная рессора, позволявшая менять в широких пределах ее параметры и схему нагружения.



НАУЧНАЯ НОВИЗНА РАБОТЫ:

- теоретически обоснована и экспериментально подтверждена гипотеза, заключающаяся в том, что при нагружении собранной рессоры передача усилий от листа к листу происходит за счет непрерывно распределенных на некоторой длине контактных сил конечной величины и сосредоточенных концевых сил;
- разработана обобщенная математическая модель силового взаимодействия листов рессоры между собой и с другими деталями рессорного узла и включающая в себя, как частные случаи, известные модели концевых сил и равной кривизны;
- установлены закономерности силового взаимодействия между основными деталями рессоры и их напряженного состояния с учетом конструктивных параметров, внешних нагрузок и условий сборки.

ПРАКТИЧЕСКАЯ ЦЕННОСТЬ РАБОТЫ:

- разработан метод расчета листовых рессор, включающий в себя, как частные случаи, известные в настоящее время методы концевых сил, равной кривизны, позволяющий оценить напряженное состояние всех основных силовых элементов рессоры (в том числе не поддающихся расчету современными методами) и дать заключение о их прочности на стадии проектирования;
- разработан метод расчета усилия затяжки стремянок, позволяющий обеспечить их работу в статическом режиме без дополнительного циклического нагружения.

РЕАЛИЗАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ РАБОТЫ. Разработанный метод внедрен в практику расчетов тракторных листовых рессор ЧТЗ. На основании предложенного метода разработана новая конструкция листовой рессоры для трактора Т-130, которая успешно прошла эксплуатационные испытания и внедрена в серийное производство.

АПРОБАЦИЯ РАБОТЫ. Диссертационная работа и ее отдельные положения докладывались и обсуждались на XXVIII научно-технической конференции Челябинского политехнического института (Челябинск, 1975г.); на Второй отраслевой научно-технической конференции по надежности и долговечности ходовых систем тракторов (Челябинск, НАТИ, ЧФ НАТИ, 1975г.); на Научно-техническом семинаре "Пути повышения надежности тракторов в X и XI пятилетках" (Миасс, НАТИ, ЧФ НАТИ, 1977г.); на Всесоюзном научно-техничес-

ком семинаре "Пути повышения надежности пружин торсионов и ресор в тракторостроении" (Белорецк, НАТИ, ЦФ НАТИ, НТО Машпром, 1978г.); на заседании комитета прочности Челябинского областного правления НТО Машпром; на НТС Челябинского филиала НАТИ и ГСКБ Челябинского тракторного завода.

ПУБЛИКАЦИЯ. Основные положения диссертации опубликованы в 6 печатных работах, список которых прилагается.

ОБЪЕМ РАБОТЫ. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов по отдельным главам, общих выводов, списка использованной литературы и приложений. Работа изложена на 110 страницах машинописного текста, содержит 49 рисунков, одну таблицу и 5 приложений на 80 страницах. Библиография включает в себя 86 наименований трудов отечественных и зарубежных авторов.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

I. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

В качестве упругих элементов в современном машиностроении широко применяются листовые рессоры (автомобили, промышленные тракторы, железнодорожный транспорт, кузнечно-прессовые и другие машины).

В основе современных методов расчета листовых рессор лежат две основные гипотезы:

1. Гипотеза концевых сил, заключающаяся в том, что листы собранной рессоры при ее нагружении касаются один другого в середине и по концам и только в этих точках происходит передача внешней нагрузки от листа к листу (В.Л.Бидерман, А.Вейганд, Б.А.Глух, С.Гросс, А.Кастильяно, Д.Ландау, Е.Лерр, П.Парр, И.Г.Паркиловский).

2. Гипотеза равной кривизны листов, заключающаяся в том, что листы собранной рессоры при любой нагрузке касаются между собой по всей длине (не имеет зазоров), но не давят друг на друга (Б.А.Глух, И.Г.Паркиловский, А.Риттер, Е.Филлипс).

На базе этих гипотез разработаны носящие те же названия методы расчета листовых рессор: метод концевых сил и метод равной кривизны. В силу недостатков каждого в отдельности из этих методов существуют попытки их комбинировать: расчет коротких листов предлагается вести по методу концевых сил, а

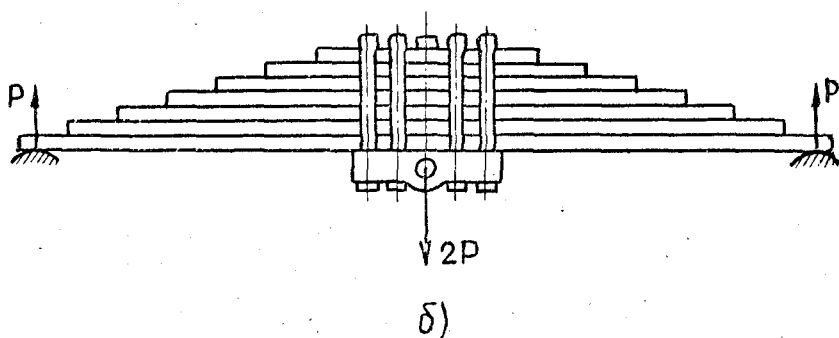
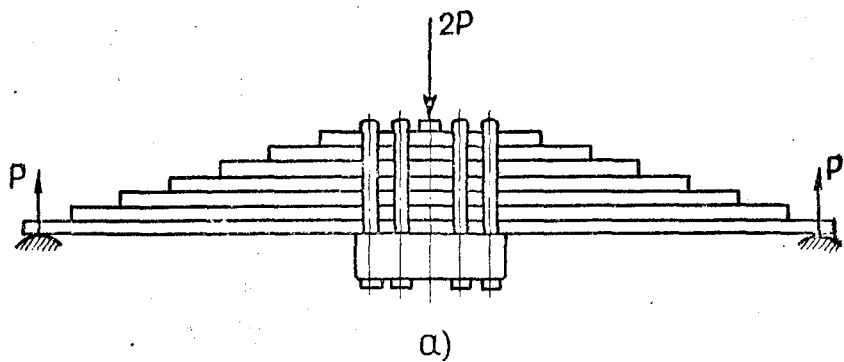


Рис. I. Схемы нагружения листовых рессор:

- а) тракторная рессора, центральное нагружение;
- б) тракторная рессора, нецентральное нагружение

длинных — по методу равной кривизны (В.Л.Бидерман, А.Вейганд, Б.А.Глух, С.Гросс, Е.Лер, И.Г.Пархиловский, Н.И.Успенский). Или же выдвигается, например, гипотеза о наличии дополнительных, кроме концевых, "внутренних" точек контакта по длине листов (В.Л.Бидерман, Г.Бик, Е.Крайсиг, Х.Штарк).

Указанные методы, а также их комбинации, основанные на частных экспериментах, не дают достаточной точности расчета напряжений в листах от внешней нагрузки (ошибки могут достигать 100% и более). Существующие методы не позволяют оценить уровень напряжений в тех местах листовой рессоры, где наиболее часты поломки, например, в зоне между стремянками, а также определить напряженность других деталей рессоры (стремянок, крышки и т.д.), не учитывают затяжку стремянок, стягивающих пакет листов, а также наличие крышки или какой-либо другой жесткости, расположенной в центральной зоне и плотно притянутой к пакету стремянками. Наиболее сильно недостатки существующих методов проявляются при расчете тракторных листовых рессор в силу их особенностей (специфические схемы нагружения (рис.1), большая толщина и жесткость листов).

В диссертации были сформулированы следующие задачи:

- разработка метода расчета листовых рессор, позволяющего оценить напряженное состояние листов по всей длине, включая центральную зону между стремянками, а также других деталей с учетом конструктивных особенностей рессор;
- найти условия применимости существующих методов расчета листовых рессор (концевых сил, равной кривизны);
- дать практические рекомендации по повышению работоспособности тракторных листовых рессор конструкции ЧТЗ.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МНОГОЛИСТОВОГО ПАКЕТА

Многолистовым пакетом будем называть n листов разной длины, стянутых в центральной зоне стремянками.

Проведенный в диссертации анализ различных вариантов силового взаимодействия элементов многолистового пакета, работающего на изгиб, позволил обосновать новую гипотезу, положенную в основу исследования и заключающуюся в том, что в наиболее общем случае силовое взаимодействие листов между собой характеризуется наличием непрерывно распределенных на некоторой длине контактных сил конечной величины и сосредоточенных концевых сил

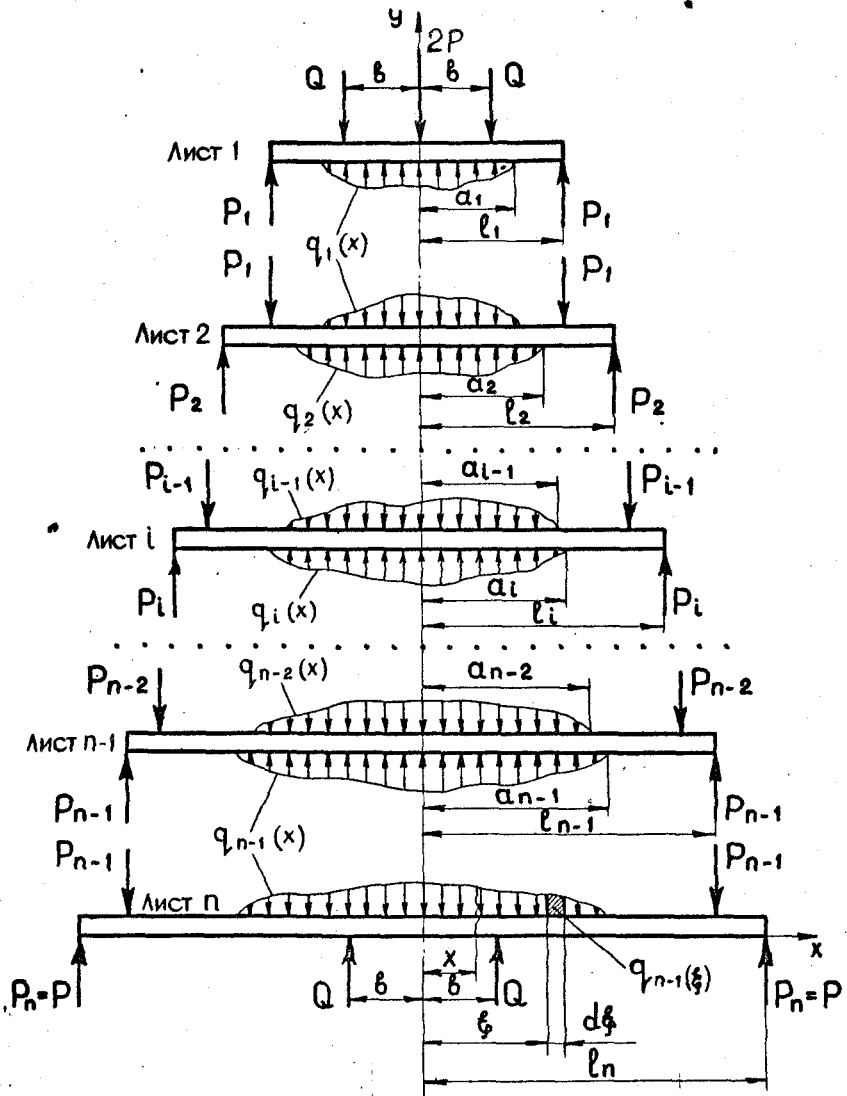


Рис.2. Схема нагружения многослойного пакета с центральным приложением внешней нагрузки

(рис.2). На базе этой гипотезы разработана обобщенная модель силового взаимодействия элементов пакета. Основу обобщенной модели n -листвого пакета составляют n уравнений упругой линии листов на участках их непрерывного контакта и n уравнений равновесия.

Уравнение упругой линии листа с учетом сдвигов имеет вид:

$$\frac{EJ}{R} = M + \beta^2 Q(x) \quad (1)$$

где E - модуль упругости материала листа;
 J - момент инерции сечения листа;
 R - радиус кривизны листа;
 M - изгибающий момент;
 β - коэффициент, учитывающий влияние сдвига на кривизну упругой линии листа;
 $Q(x)$ - контактные силы.

Например, для пакета с центральным приложением внешней нагрузки (рис.2) уравнения упругих линий записываются в виде^{х)}:

$$\left. \begin{aligned} \frac{EJ}{R_1} &= P_1(l_1 - x) + \int_{a_1}^x (x - \xi) q_1(\xi) d\xi - Q(b - x) - \beta^2 q_1(x) \\ &\dots \dots \dots \\ \frac{EJ}{R_i} &= P_i(l_i - x) + \int_{a_i}^x (x - \xi) q_i(\xi) d\xi - P_{i-1}(l_{i-1} - x) - \\ &\quad - \int_{a_{i-1}}^x (x - \xi) q_{i-1}(\xi) d\xi + \beta^2 q_{i-1}(x) - \beta^2 q_i(x) \\ &\dots \dots \dots \\ \frac{EJ}{R_n} &= P(l_n - x) + Q(b - x) - P_{n-1}(l_{n-1} - x) - \\ &\quad - \int_{a_{n-1}}^x (x - \xi) q_{n-1}(\xi) d\xi + \beta^2 q_{n-1}(x) \\ &(\alpha_i \leq b; i = 2, 3, \dots, n-1; 0 \leq x \leq \alpha_i; x \leq \xi \leq \alpha_i) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

х) Здесь и далее в автореферате все уравнения, формулы и соотношения даны для этой схемы нагружения

Уравнения равновесия листов имеют вид:

$$\begin{aligned}
 P_i + \int_0^{\alpha_i} q_i(x) dx - P - Q &= 0 \\
 \dots & \dots \dots \dots \\
 P_i + \int_0^{\alpha_i} q_i(x) dx - P_{i-1} - \int_0^{\alpha_{i-1}} q_{i-1}(x) dx &= 0 \\
 \dots & \dots \dots \dots \\
 P_n - P_{n-1} - \int_0^{\alpha_{n-1}} q_{n-1}(x) dx + Q &= 0
 \end{aligned}
 \quad \left. \vphantom{\begin{aligned} P_i + \int_0^{\alpha_i} q_i(x) dx - P - Q = 0 \\ \dots \\ P_i + \int_0^{\alpha_i} q_i(x) dx - P_{i-1} - \int_0^{\alpha_{i-1}} q_{i-1}(x) dx = 0 \\ \dots \\ P_n - P_{n-1} - \int_0^{\alpha_{n-1}} q_{n-1}(x) dx + Q = 0 \end{aligned}} \right\} (3)$$

где $R_1, \dots, R_i, \dots, R_n$ - радиусы кривизны листов в сечении $x-x$;
 $2P$ - внешняя нагрузка, действующая на рессору;
 Q - усилие затяжки стремянки;
 b - расстояние от середины пакета до оси стремянки.

Остальные обозначения ясны из рис.2.

На отрезках, где контактные силы между соседними листами не равны нулю, условия совместности деформации имеют вид:

$$\frac{1}{R_i} = \frac{1}{R_{i+1}}, \quad i = 1, 2, \dots, n-1. \quad (4)$$

Между уравнениями системы (2) существуют следующие рекуррентные соотношения:

$$\begin{aligned}
 q_i(x) - \frac{1}{\beta^2} \int_{\alpha_i}^x (x-\xi) q_i(\xi) d\xi &= \frac{P_i}{\beta^2} (l_i - x) - \\
 - \frac{i}{i+1} \cdot \frac{P_{i+1}}{\beta^2} (l_{i+1} - x) - \frac{1}{i+1} \cdot \frac{Q}{\beta^2} (b-x) + \\
 + \frac{i}{i+1} \left[q_{i+1}(x) - \frac{1}{\beta^2} \int_{\alpha_{i+1}}^x (x-\xi) q_{i+1}(\xi) d\xi \right]
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 q_{i+1}(x) - \frac{1}{\beta^2} \int_{\alpha_{i+1}}^x (x-\xi) q_{i+1}(\xi) d\xi &= \frac{P_{i+1}}{\beta^2} (l_{i+1} - x) - \\
 &- \frac{i+1}{i+2} \cdot \frac{P_{i+2}}{\beta^2} (l_{i+2} - x) - \frac{1}{i+2} \cdot \frac{Q}{\beta^2} (\beta - x) + \\
 &+ \frac{i+1}{i+2} \left[q_{i+2}(x) - \frac{1}{\beta^2} \int_{\alpha_{i+2}}^x (x-\xi) q_{i+2}(\xi) d\xi \right] \\
 \dots &\dots \\
 q_{n-1}(x) - \frac{1}{\beta^2} \int_{\alpha_{n-1}}^x (x-\xi) q_{n-1}(\xi) d\xi &= \frac{P_{n-1}}{\beta^2} (l_{n-1} - x) - \\
 &- \frac{n-1}{n} \cdot \frac{P}{\beta^2} (l_n - x) - \frac{Q}{\beta^2} (\beta - x)
 \end{aligned} \quad (5)$$

(i = 1, 2, \dots, n-2; 0 \le x \le \alpha_i; x \le \xi \le \alpha_i)

Рекуррентными преобразованиями система (2) приводится к системе интегральных уравнений Вольтерра второго рода:

$$\begin{aligned}
 q_i(x) - \frac{1}{\beta^2} \int_{\alpha_i}^x (x-\xi) q_i(\xi) d\xi &= \frac{P_i}{\beta^2} (l_i - x) - \\
 &- \frac{i}{n} \cdot \frac{P}{\beta^2} (l_n - x) - \frac{Q}{\beta^2} (\beta - x) \quad (6)
 \end{aligned}$$

(\alpha_i \le \beta; i = 1, 2, \dots, n-1; 0 \le x \le \alpha_i)

Рекуррентные соотношения в системе (3)

$$\begin{aligned}
 P_i + \int_0^{\alpha_i} q_i(x) dx - P_{i-1} - \int_0^{\alpha_{i-1}} q_{i-1}(x) dx &= 0 \\
 P_{i+1} + \int_0^{\alpha_{i+1}} q_{i+1}(x) dx - P_i - \int_0^{\alpha_i} q_i(x) dx &= 0 \\
 \dots &\dots \\
 P_{n-1} + \int_0^{\alpha_{n-1}} q_{n-1}(x) dx - P - Q &= 0
 \end{aligned} \quad (7)$$

(i = 2, 3, \dots, n-1)

позволяют свести ее к системе линейных интегральных уравнений Фредгольма первого рода:

$$\int_0^{\alpha_i} q_i(x) dx = P + Q - P_i, \quad (i=1, 2, \dots, n-1) \quad (8)$$

Специальный вид ядра уравнения Вольтерра

$$K = x - \xi \quad (9)$$

дает возможность записать резольвенту в конечном виде

$$\Gamma(x, \xi, \lambda) = \beta \operatorname{sh} \frac{x - \xi}{\beta} \quad (10)$$

и получить его решение

$$q_i(x) = f_i(x) + \frac{1}{\beta} \int_{\alpha_i}^x f_i(\xi) \operatorname{sh} \frac{x - \xi}{\beta} d\xi, \quad (11)$$

где $q_i(x)$ — искомая функция контактных сил;
 $f_i(x)$ — свободный член (правая часть уравнения (6)).

Преобразовывая (11) с помощью (6) и решая совместно с (8), приходим к системе алгебраических уравнений, позволяющих определить длину контакта листов α_i и вычислить контактные $q_i(x)$ и концевые P_i силы.

Длина контакта листов α_i определяется из уравнения

$$\alpha_i + A_i \operatorname{ch} \frac{\alpha_i}{\beta} = l_i, \quad (i=1, 2, \dots, n-1), \quad (12)$$

где

$$A_i = \frac{n}{n-i} \left[\frac{i}{n} (l_n - l_i) - \frac{Q}{P} (l_i - b) \right], \quad (\alpha_i \leq b)$$

$$A_i = \frac{i}{n-i} \cdot \frac{l_n - l_i}{1 + \frac{n}{n-i} \cdot \frac{Q}{P} \operatorname{ch} \frac{b}{\beta}}, \quad (\alpha_i \geq b).$$

Концевые силы P_i определяются по формулам:

$$P_i = \frac{i}{n} P \frac{(l_n - \alpha_i) \operatorname{sh} \frac{\alpha_i}{\beta} + \beta \left(\operatorname{ch} \frac{\alpha_i}{\beta} + \frac{n-i}{l} \right)}{(l_i - \alpha_i) \operatorname{sh} \frac{\alpha_i}{\beta} + \beta \operatorname{ch} \frac{\alpha_i}{\beta}} +$$

$$+ Q \frac{(\beta - \alpha_i) \operatorname{sh} \frac{\alpha_i}{\beta} + \beta \operatorname{ch} \frac{\alpha_i}{\beta}}{(l_i - \alpha_i) \operatorname{sh} \frac{\alpha_i}{\beta} + \beta \operatorname{ch} \frac{\alpha_i}{\beta}} \quad (\text{I3})$$

$(\alpha_i \leq \beta; i = 1, 2, \dots, n-1);$

$$P_i = \frac{i}{n} P \frac{(\ell_n - \alpha_i) \operatorname{sh} \frac{\alpha_i}{\beta} + \beta \left(\operatorname{ch} \frac{\alpha_i}{\beta} + \frac{n-i}{i} \right)}{(l_i - \alpha_i) \operatorname{sh} \frac{\alpha_i}{\beta} + \beta \operatorname{ch} \frac{\alpha_i}{\beta}} +$$

$$+ Q \frac{\beta \operatorname{ch} \frac{\beta}{\beta}}{(l_i - \alpha_i) \operatorname{sh} \frac{\alpha_i}{\beta} + \beta \operatorname{ch} \frac{\alpha_i}{\beta}} \quad (\text{I4})$$

$(\alpha_i \geq \beta; i = 1, 2, \dots, n-1).$

Контактные силы $q_i(x)$ определяются по формулам:

$$q_i(x) = \frac{1}{\beta} \left[Q(l_i - \beta) - \frac{i}{n} P(\ell_n - l_i) \right] \frac{\operatorname{ch} \frac{x}{\beta}}{(l_i - \alpha_i) \operatorname{sh} \frac{\alpha_i}{\beta} + \beta \operatorname{ch} \frac{\alpha_i}{\beta}} +$$

$$+ \frac{n-i}{n} \frac{P}{\beta} \frac{(l_i - \alpha_i) \operatorname{ch} \frac{x - \alpha_i}{\beta} - \beta \operatorname{sh} \frac{x - \alpha_i}{\beta}}{(l_i - \alpha_i) \operatorname{sh} \frac{\alpha_i}{\beta} + \beta \operatorname{ch} \frac{\alpha_i}{\beta}}; \quad (\text{I5})$$

$(\alpha_i \leq \beta; i = 1, 2, \dots, n-1; 0 \leq x \leq \alpha_i)$

$$q_i(x) = - \frac{i}{n} \frac{P}{\beta} \frac{(\ell_n - l_i) \operatorname{ch} \frac{x}{\beta}}{(l_i - \alpha_i) \operatorname{sh} \frac{\alpha_i}{\beta} + \beta \operatorname{ch} \frac{\alpha_i}{\beta}} + \frac{Q}{\beta} \operatorname{sh} \frac{x - \beta}{\beta} +$$

$$+ \frac{1}{\beta} \left(\frac{n-i}{n} P + Q \operatorname{ch} \frac{\beta}{\beta} \right) \frac{(l_i - \alpha_i) \operatorname{ch} \frac{x - \alpha_i}{\beta} - \beta \operatorname{sh} \frac{x - \alpha_i}{\beta}}{(l_i - \alpha_i) \operatorname{sh} \frac{\alpha_i}{\beta} + \beta \operatorname{ch} \frac{\alpha_i}{\beta}} \quad (\text{I6})$$

$(\alpha_i \geq \beta; i = 1, 2, \dots, n-1; 0 \leq x \leq \beta)$

$$q_i(x) = - \frac{i}{n} \frac{P}{\beta} \frac{(\ell_n - l_i) \operatorname{ch} \frac{x}{\beta}}{(l_i - \alpha_i) \operatorname{sh} \frac{\alpha_i}{\beta} + \beta \operatorname{ch} \frac{\alpha_i}{\beta}} +$$

$$+ \frac{1}{\beta} \left(\frac{n-i}{n} p + Q \operatorname{ch} \frac{b}{\beta} \right) \frac{(l_i - a_i) \operatorname{ch} \frac{x-a_i}{\beta} - \beta \operatorname{sh} \frac{x-a_i}{\beta}}{(l_i - a_i) \operatorname{sh} \frac{a_i}{\beta} + \beta \operatorname{ch} \frac{a_i}{\beta}} \quad (17)$$

$$(a_i \geq b; i = 1, 2, \dots, n-1; b \leq x \leq a_i).$$

Таким образом, решая для каждого листа уравнение (12) и производя вычисления по формулам (13)...(17), находим все факторы силового взаимодействия листов и, в конечном итоге, напряжения в листах.

3. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЛИСТОВОЙ РЕССОРЫ

В отличие от многолиствого пакета, реальные конструкции рессор имеют в центральной зоне дополнительную жесткость в виде, например, крышки, которая плотно притягивается стремьянками к пакету листов (рис. I, а, б). В основе математической модели реальной конструкции листовой рессоры лежит модель многолиствого пакета. Наличие дополнительной жесткости (крышки) учитывается дополнительными, действующими на пакет, распределенными на малой длине контактными силами.

Длина контакта a_n между нижним листом и крышкой определяется из уравнения

$$\frac{1}{\beta_{np}} \left[(l_n - a_n) - \frac{J_{n+1} + nJ}{J_{n+1}} \cdot \frac{Q}{p} (b - a_n) \right] \operatorname{sh} \frac{a_n}{\beta_{np}} - \left(\frac{J_{n+1} + nJ}{J_{n+1}} \cdot \frac{Q}{p} - 1 \right) \operatorname{ch} \frac{a_n}{\beta_{np}} - 1 = 0, \quad (18)$$

а контактные силы $q_n(x)$ - по формуле

$$q_n(x) = \frac{J_{n+1}}{J_{n+1} + nJ} \cdot \frac{p}{\beta_{np}} \left\{ \frac{1}{\beta_{np}} \left[(l_n - a_n) - \frac{J_{n+1} + nJ}{J_{n+1}} \cdot \frac{Q}{p} (b - a_n) \right] \operatorname{ch} \frac{x - a_n}{\beta_{np}} + \left(\frac{J_{n+1} + nJ}{J_{n+1}} \cdot \frac{Q}{p} - 1 \right) \operatorname{sh} \frac{x - a_n}{\beta_{np}} \right\}, \quad (19)$$

$$(0 \leq x \leq a_n)$$

где J_{n+1} - момент инерции сечения крышки при изгибе;
 β_{np} - приведенный коэффициент, учитывающий влияние сдвига листа и крышки на кривизну упругой линии,

$$\frac{1}{\beta_{np}} = \frac{J_{n+1} + nJ}{J_{n+1} \cdot \beta^2 + nJ\beta_{n+1}^2}, \quad (20)$$

β_{n+1} - коэффициент, учитывающий влияние сдвига крышки.

В диссертации приводятся программы для ЭВМ "ЕС-1020" решения уравнений (12) и определения всех силовых факторов^{х)}.

Таким образом в диссертации разработан метод, позволяющий по заданным внешним нагрузкам выбрать параметры и оценить напряженность всех основных силовых деталей листовой рессоры.

Разработанный метод позволяет найти условия применимости существующих в настоящее время методов расчета листовых рессор.

Метод концевых сил теоретически возможен при некоторых соотношениях параметров рессоры и действующих на нее нагрузок и соответствуют случаю, когда все длины контактов равны нулю.

Условие применимости метода концевых сил имеет вид

$$\frac{Q}{P} \leq \frac{i l_n - n l_i}{(n-i)(l_i - b)}, \quad (i=1, 2, \dots, n-1). \quad (21)$$

Силовое взаимодействие, соответствующее гипотезе равной кривизны у реальных рессор, так же как и у пакетов, невозможно, хотя "эффект равной кривизны" наблюдается при одинаковых длинах всех листов, но при этом концевые и контактные силы не равны нулю.

Для реальных конструкций рессор условия вида (21), как правило, не выполняется, поэтому расчет по существующим методам концевых сил и равной кривизны всегда является приближенным.

Концевые и контактные силы, действующие между листами рессор, при отсутствии затяжки стремянок такие же как и у пакетов. Дополнительная жесткость, расположенная в центральной зоне рессоры, практически не влияет на характер изменения и величину концевых сил, длин контакта и напряжения в листах за стремлянками, поэтому для их определения можно пользоваться уравнениями и формулами, полученными для листового пакета. Однако при затяжке

х) Программы для ЭВМ "ЕС-1020" составлены инж. В.П.Настенко и С.М.Довгопол.

стремянок характер изменения напряжений в листах центральной зоны (между стремянками) у рессор и пакетов имеет принципиальное различие. Так, если у пакета напряжения в центральном сечении листов не зависят от усилия затяжки стремянок, то у реальной конструкции рессоры по мере увеличения усилия затяжки напряжения в листах монотонно снижаются. У рессор тракторов Т-100М, Т-100МП, Т-130 напряжения в центральном сечении листов за счет затяжки стремянок снижаются в 4...6 раз (рис.4). Это позволяет выбрать величину усилия затяжки стремянок таким образом, чтобы напряжения в сечении листов, ослабленном отверстием под стяжной болт, не превышали уровня напряжений в опасном сечении по оси наружной стремянки. В результате этого можно исключить поломки рессор, связанные со слабой затяжкой стремянок или несвоевременным ее контролем.

Разработанный метод позволяет рассчитать не только листы, но и другие детали рессоры, в том числе решить задачу подбора параметров рессоры таким образом, чтобы некоторые наиболее нагруженные детали, в первую очередь стремянки, работали в статическом режиме, несмотря на переменность внешних нагрузок. Это соответствует случаю $\alpha_i \geq \beta$, $i = 1, 2, \dots, n$. Условия статического нагружения стремянок в реальных конструкциях рессор отличаются от таковых для листового пакета и реализуются при выполнении двух неравенств:

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q}{P} &\geq \frac{i}{n-i} \cdot \frac{l_n - l_i}{l_i - \beta} - \frac{1}{\operatorname{ch} \frac{\beta}{\beta}} , \quad (i = 1, 2, \dots, n-1) \\ \frac{Q}{P} &\geq \frac{J_{n+1}}{J_{n+1} + nJ} \left[\frac{1}{\beta_{np}} (l_n - \beta) \operatorname{th} \frac{\beta}{\beta_{np}} - \frac{1}{\operatorname{ch} \frac{\beta}{\beta_{np}}} - 1 \right] \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЛИСТОВЫХ ПАКЕТОВ И РЕССОР

Экспериментальное исследование выполнено с целью проверки гипотезы силового взаимодействия, а также оценки точности разработанного в диссертации метода расчета листовой рессоры путем измерения напряжений в ее деталях.

Напряжения определялись в деталях рессор тракторов Т-100М, Т-100МП, Т-130, а также специальной модели рессоры, конструкция которой позволяла в широких пределах менять ее параметры, схему

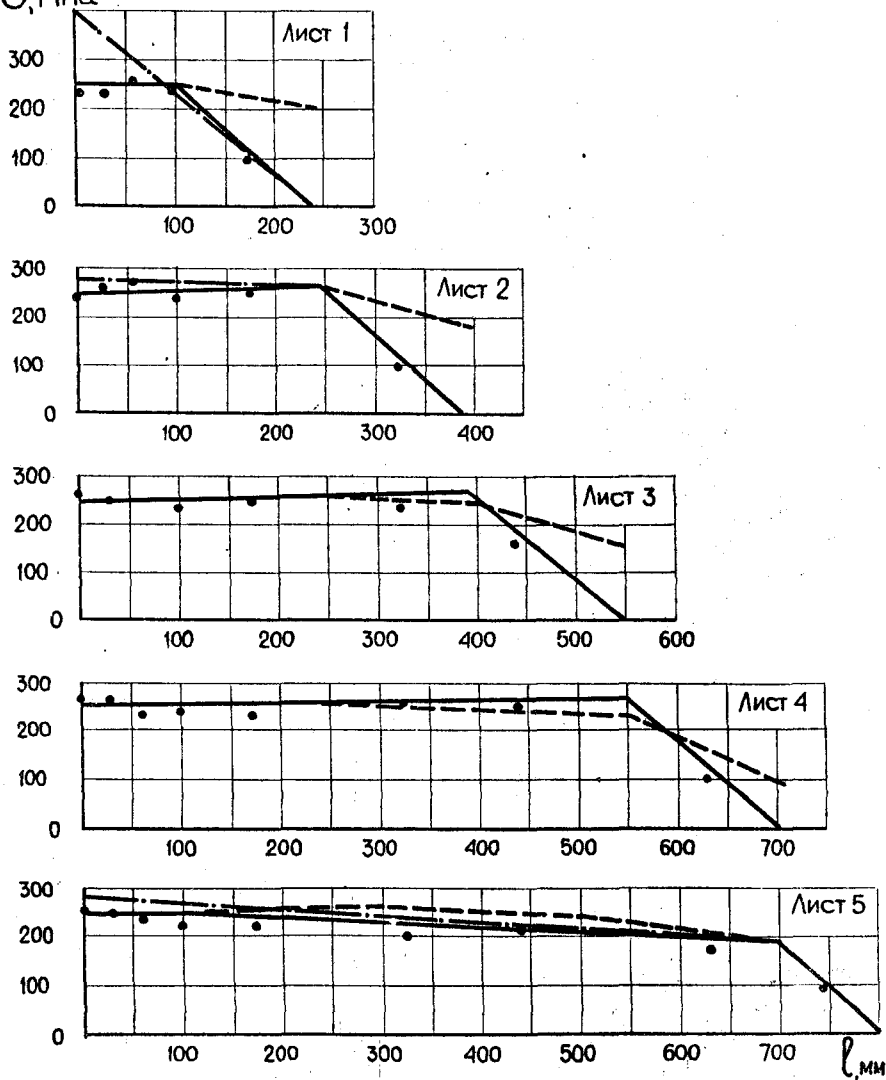
$\sigma, \text{МПа}$


Рис.3. Распределение напряжений по длине листов рессоры трактора Т-130 ($2P=100 \text{ кН}$, $\alpha=0$):

— — разработанный метод; — — метод конечных сил;
 - - - метод равной кривизны

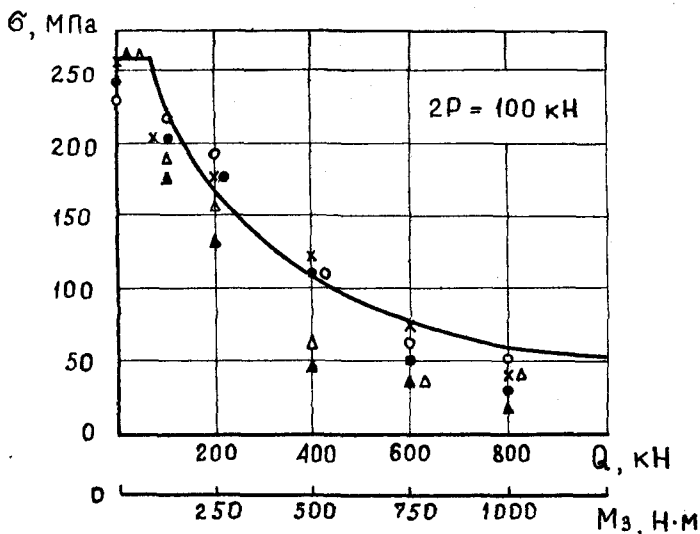


Рис.4. Напряжения в центральном сечении листов рессоры трактора Т-130 :

○ - лист 1; ● - лист 2; × - лист 3; △ - лист 4; ▲ - лист 5

нагружения и величины нагрузок. Определение напряжений велось методом электростатической тензометрии. Для этого на листы, стремянки и крышки рессор наклеивались по соответствующей технологии проволоочные тензодатчики с базой 5, 10, 20 мм и омическим сопротивлением соответственно 50, 100, 200 ом. Напряжения замерялись для различных сочетаний величин внешних нагрузок и усилий затяжки стремянок. Ошибка эксперимента не превышала 5%.

Результаты расчетов и экспериментальных исследований листовых пакетов и рессор представлены на рис.3, 4. Сравнение результатов показывает, что разработанный в диссертации метод дает расхождение с экспериментом, не превышающее 10...15% для всех листов, включая зону между стремянками, напряжения в которой по существующим методам вообще не определяются. Из этих же графиков видно, что метод концевых сил дает отклонение расчетных напряжений от экспериментальных до 60% для опасного сечения короткого листа, а метод равной кривизны - превышающее сотни процентов в других сечениях листов. В диссертации выполнена проверка

разработанного метода расчета листовых рессор по экспериментальным исследованиям других авторов (И.Т.Пархиловский, С.Гросс, Е.Лер, А.Вейганд), где также получено близкое совпадение теоретических и экспериментальных результатов.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Теоретически обоснована и экспериментально подтверждена гипотеза силового взаимодействия элементов листового пакета и реальной рессоры, заключающаяся в том, что передача усилий от листа к листу происходит за счет непрерывно распределенных на некоторой длине контактных сил конечной величины и сосредоточенных концевых сил. Наличие в реальной рессоре дополнительной жесткости в виде, например, крышки учитывается действующими на пакет распределенными на малой длине контактными силами.

2. Разработана обобщенная математическая модель силового взаимодействия элементов листового пакета (рессоры) между собой. Основу математической модели n -листового пакета (рессоры) составляет система $n-1$ (n) линейных интегральных уравнений Вольтерра второго рода и n линейных уравнений Фредгольма первого рода.

3. Предложен эффективный алгоритм решения системы интегральных уравнений для наиболее распространенных типов листовых пакетов и рессор с одинаковой толщиной листов. Задача сведена к решению n алгебраических уравнений, каждое из которых содержит только одно неизвестное.

4. Метод расчета, разработанный в диссертации, включает в себя как частные случаи известные методы концевых сил и равной кривизны, однако условия применимости этих методов в реальных конструкциях рессор, как правило, не выполняются. Ошибка расчета по методу концевых сил достигает 30...60%, а по методу равной кривизны - 100% и более.

5. Предложенный метод расчета позволит оценить напряженное состояние всех основных силовых деталей реальной листовой рессоры, в том числе не поддающихся расчету современными методами (листы между стремянками, стремянки, крышка и т.д., ошибка расчета не превышает 10...15%), разработать равнопрочную конструкцию, в значительной степени повысить достоверность расчета долговечности рессоры на стадии проектирования.

6. На основе выполненного исследования выбраны параметры

основных силовых деталей и разработана новая конструкция листовой рессоры для трактора Т-130, которая успешно прошла эксплуатационные испытания и внедрена в серийное производство.

Экономический эффект в народном хозяйстве от внедрения новой 5-ти листовой рессоры на тракторе Т-130 составляет 436 тыс.руб в год.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. О методе расчета напряжений в листах тракторных рессор. - В сб.: Совершенствование конструкций тракторов, автомобилей и двигателей. Труды ЧИМЭСХ, вып.38, ч.1. Челябинск, 1969, с.57-62 (в соавторстве с Б.М.Позиным, А.С.Гусевым).
2. Методика расчета напряжений в листовых рессорах. - В сб.: Вопросы конструирования и исследования тракторов и тракторных двигателей. Челябинск, 1974, с.80-91 (в соавторстве с Б.М.Позиным).
3. Эксплуатационная надежность и долговечность рессор промышленного трактора класса 10 тонн. - В сб.: Вопросы конструирования и исследования тракторов и тракторных двигателей. Челябинск, 1971, с.189-193 (в соавторстве с А.С.Гусевым, М.И.Левитанусом, А.Я.Найшуттом).
4. К вопросу повышения долговечности рессор мощного гусеничного трактора класса 10 тонн. - В сб.: Вопросы конструирования и исследования тракторов и тракторных двигателей. Челябинск, 1971, с.176-181 (в соавторстве с А.С.Гусевым).
5. Остаточные напряжения в листах рессор мощного гусеничного трактора. - В сб.: Технология ремонта деталей машин. Труды ЧИМЭСХ, вып.32, Челябинск, 1968, с.107-109 (в соавторстве с М.В.Авдеевым, А.С.Гусевым).
6. Экспериментально-теоретическое исследование напряженного состояния тракторной листовой рессоры. - Труды Всесоюзного научно-технического семинара "Пути повышения надежности пружин, торсионов и рессор в тракторостроении". НАТИ. М. 1978, с.21-22 (в соавторстве с Б.М.Позиным).

В.И.Позин

Молчанов Владимир Иванович

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ ЛИСТОВОЙ РЕССОРЫ

Специальность 05.02.02 - Машиноведение и детали машин

Подписано в печать 30/ХП-82 г. ФБ 00305. Формат 60x90 1/16. Печ.л. 1,25.
Уч.-изд.л. 1. Тираж 100 экз. Заказ № 1/1.

УМП ЧПИ. 454044, г. Челябинск, пр.им. В.И.Ленина, 76.