



Д.Б.ГЕЛЬФГАТ и В.А.ОШНОКОВ

# РАМЫ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

---

М А Ш Г И З

*ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВТОМОБИЛЯ*

---

Д. Б. ГЕЛЬФГАТ, В. А. ОШНОКОВ

# РАМЫ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

*Под редакцией  
проф. А. А. ЛИПГАРТА*



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО ●  
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ  
Москва 1959

В книге рассматриваются вопросы теории, расчета, конструкции и испытания рам грузовых автомобилей. Теория и расчет рам грузовых автомобилей построены на базе современной теории тонкостенных стержней.

Книга предназначена для работников конструкторских и экспериментальных отделов автомобильных заводов и для научных работников, ведущих исследования в области прочности рам.

Рецензент проф. Н. И. Безухов  
Редактор инж. В. А. Нахимсон

---

*Редакция литературы по автомобильному, тракторному  
и сельскохозяйственному машиностроению*

*Зав. редакцией инж. И. М. БАУМАН*

## ОТ РЕДАКТОРА

Современный автомобиль представляет собой совокупность различных механизмов и агрегатов, которые создаются на основе специализации большими коллективами конструкторов и технологов.

Важнейшие требования, предъявляемые к автомобилю, — быстроходность, комфортабельность, экономичность, надежность, долговечность, технологичность, простота и автоматизация управления — выдвигают такой широкий круг вопросов, что изложение их в одной книге стало практически невозможным. Развитие автомобильной техники происходит очень быстро, и поэтому нужно также быстро обновлять изданные труды. Однако пути и темпы развития отдельных механизмов не одинаковы, а следовательно, не одинаковы и сроки необходимых переизданий.

Издательство МАШГИЗ предприняло издание серии выпусков, каждый из которых посвящен проектированию отдельного механизма или агрегата автомобиля. Так как в этих монографиях изложены принципиальные вопросы создания и развития конструкции, то в них преобладают теоретические и расчетные материалы, конструктивные схемы и цифровые данные, а не детальные описания того или иного механизма.

Данный выпуск этой серии посвящен рамам грузовых автомобилей.

*Профессор А. А. ЛИПГАРТ*

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Развитие новых методов исследования прочности рам грузовых автомобилей на базе современной теории тонкостенных стержней создает перспективы дальнейшего улучшения конструкции и снижения веса рам грузовых автомобилей. Результаты работы, проведенной в этой области, в настоящее время могут иметь практическое применение.

В данной книге освещены вопросы теории, конструкции, расчета и испытания рам грузовых автомобилей. Книга предназначена для работников конструкторских и экспериментальных отделов автомобильных заводов и для научных работников, ведущих исследования в области прочности рам.

Все расчеты, приведенные в книге, снабжены примерами, которые в своей совокупности образуют полный расчет рам автомобилей ЗИЛ-150, ГАЗ-51 и МАЗ-200. Примеры позволяют с необходимой полнотой иллюстрировать отдельные моменты метода расчета рам и в этом смысле дополняют содержание теоретических разделов.

Приведенные в книге расчетные примеры имеют и другое не менее важное назначение: они сопоставляются с экспериментальными данными и, таким образом, служат для проверки справедливости расчетных гипотез и точности результатов расчета. Этим и объясняется наличие в книге расчетных примеров по трем рамам различного типа, что позволило с большей полнотой провести сопоставление расчетных и экспериментальных данных.

В связи с таким использованием опытных данных в книге отсутствует специальный раздел по методам испытаний рам, а вопросы методики испытаний, описание оборудования и приборов даны в тех разделах книги, где оказалось необходимым использование соответствующих экспериментальных данных.

В проведении экспериментов принимали участие Н. И. Беляков, В. А. Витман, Ю. Д. Мачихин.

---

## ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

### НАЗНАЧЕНИЕ И УСТРОЙСТВО РАМЫ

На раме монтируются все агрегаты автомобиля и она обеспечивает необходимую связь между ними. У грузовых автомобилей рама является основным несущим элементом, воспринимающим все усилия, действующие на автомобиль.

Рама состоит из двух продольных балок, называемых лонжеронами, которые связаны между собой несколькими поперечинами. Лонжероны представляют собой штампованные балки швеллерного профиля. В некоторых случаях на грузовых автомобилях большой грузоподъемности лонжероны изготавливают из прокатных профилей швеллерного или двутаврового сечения. Для рам грузовых автомобилей применяют поперечины открытого или закрытого профиля. Поперечины открытого профиля чаще всего бывают швеллерного или двутаврового сечения, а поперечины закрытого профиля — коробчатого. Некоторые поперечины служат для крепления на них радиатора, двигателя, кабины, сцепного устройства и т. п.; в связи с этим указанные поперечины могут иметь весьма разнообразные формы поперечного сечения и сложную конфигурацию.

В практике автомобилестроения находят применение также рамы другого типа, состоящие из одной центральной продольной балки закрытого профиля. Эти рамы иногда называют хребтовыми.

К раме крепится передняя и задняя подвеска автомобиля. Способ крепления подвески к раме зависит от конструкции подвески. У двухосных автомобилей преимущественно применяется подвеска на продольных листовых рессорах, для крепления которых рама имеет по четыре кронштейна с каждой стороны. У трехосных автомобилей передние рессоры крепятся так же, как и у двухосных, а для крепления подвески задней двухосной тележки на раме имеется по одному кронштейну с каждой стороны. Реже применяются подвески с поперечными рессорами и др. Количество и расположение рессорных кронштейнов предопределяет способ передачи усилий от подвески на раму и оказывает существенное влияние на характер эпюры напряжений в лонжеронах.

## НАГРУЗКИ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА РАМУ

На неподвижный автомобиль действуют статические нагрузки, из которых на раму действуют только поддрессоренные нагрузки. Поддрессоренные нагрузки включают в себя вес двигателя, коробки передач, кабины с водителем и пассажирами, платформы с грузом, бензобака, запасного колеса и других вспомогательных элементов, а также вес самой рамы.

При движении на автомобиль действуют динамические нагрузки, которые передаются на раму. Для общей прочности рамы основное значение имеют вертикальные динамические нагрузки, возникающие при движении автомобиля по неровной дороге. Нагрузки, возникающие при разгоне, торможении, движении автомобиля на повороте и т. д., имеют сравнительно меньшее значение. У автомобилей специального назначения (тягачей, самосвалов и т. п.) могут возникать особые виды динамических нагрузок, связанные с особенностями конструкции и специальными функциями автомобиля.

В данном разделе рассмотрены только вертикальные динамические нагрузки, возникающие при движении автомобиля по неровной дороге.

Ввиду симметрии рамы для облегчения расчета целесообразно разделить общую нагрузку на две части: симметричную и кососимметричную. Соответственно первая группа нагрузок вызывает симметричную деформацию, называемую изгибом рамы, а вторая — кососимметричную деформацию, называемую кручением рамы. Движение автомобиля по плохой дороге с малой скоростью сопровождается преимущественным действием кососимметричной нагрузки, вызывающей кручение рамы. При движении с большой скоростью по сравнительно ровной дороге на раму действуют как симметричные, так и кососимметричные динамические нагрузки; однако в этом случае кососимметричные нагрузки имеют меньшее значение.

Статические нагрузки действуют на раму обычно не совсем симметрично, однако наблюдаемые отклонения от симметрии бывают незначительными; ими обычно пренебрегают и относят статические нагрузки к разряду симметричных.

### Статические нагрузки

При расчетах рамы на статическую нагрузку учитывается собственный вес всех частей автомобиля, входящих в поддрессоренную нагрузку, причем распределение нагрузки от собственного веса должно быть возможно ближе к действительному.

Вес всех агрегатов распределяется по опорам в соответствии с положением их центров тяжести. Таким способом распределяется нагрузка от двигателя, кабины, бензобака и т. п.

Вес платформы с грузом обычно распределяется на поперечные брусья платформы; при этом нагрузка на каждый попереч-

## Весовая спецификация автомобиля ЗИЛ-150

Нагрузка	Вес в кг	Расстояние от переднего конца лонжерона в мм	Примечания
<i>Подрессоренная</i>			
От радиатора (с учетом капота) . . . . .	80	383,5	На два лонжерона
Приходящаяся на опоры двигателя:			
переднюю . . . . .	81	565,5	То же
заднюю . . . . .	563	1508	·
От крыльев . . . . .	38	945	·
От рулевого механизма . . . . .	32	1435	На левый лонжерон
Приходящийся на опору кабины:			
переднюю . . . . .	242	1774	На два лонжерона
заднюю . . . . .	288	2874	То же
От подножек . . . . .	16	2443	·
Приходящийся на опоры бензобака:			
переднюю . . . . .	75	3008	На левый лонжерон
заднюю . . . . .	75	4049	То же
От воздушного баллона . . . . .	13	3478	·
От запасного колеса . . . . .	95	3575	На правый лонжерон
Приходящийся на опоры платформы:			
первую . . . . .	820	3006	На два лонжерона
вторую . . . . .	1480	4302	То же
третью . . . . .	1040	5350	·
четвертую . . . . .	750	5947	·
пятую . . . . .	380	6543	·
От шоферского инструмента . . . . .	34	6255	На левый лонжерон
От элементов рамы:			
первого . . . . .	80	222	На два лонжерона
второго . . . . .	40	1350	То же
третьего . . . . .	15	1967	·
четвертого . . . . .	85	2865	·
пятого . . . . .	80	4340	·
шестого . . . . .	90	5891	·
<b>Итого:</b>			
на левый лонжерон . . . . .	3313	—	—
на правый лонжерон . . . . .	3179	—	—
Общий подрессоренный вес . . . . .	6492	—	—
<i>Неподрессоренная</i>			
от переднего моста . . . . .	508	876	—
от заднего моста . . . . .	1060	4876	—
Общий вес автомобиля . . . . .	8060	—	—

Таблица 2

## Весовая спецификация автомобиля ГАЗ-51

Нагрузка	Вес в кг	Расстояние от переднего конца лонжерона в мм	Примечание
<b>Поддрессоренная</b>			
От радиатора, буфера, части облицовки . . . . .	54	276	На два лонжерона
От рулевого механизма . . . . .	20	428,5	На левый лонжерон
Приходящаяся на опоры двигателя:			
переднюю . . . . .	175	446	На два лонжерона
заднюю . . . . .	175	1286	То же
От крыльев, капота, боковин, облицовки . . . . .	56	936	.
Приходящаяся на опоры кабины:			
переднюю . . . . .	180	1459	.
заднюю . . . . .	218	2266	.
От подножки . . . . .	14	1936	.
Приходящаяся на опоры бензобака:			
переднюю . . . . .	50	2746	На левый лонжерон
заднюю . . . . .	50	3147	То же
От запасного колеса . . . . .	70	3026	На правый лонжерон
Приходящаяся на опоры платформы:			
первую . . . . .	552	2471	На два лонжерона
вторую . . . . .	1020	3536	То же
третью . . . . .	912	4511	.
четвертую . . . . .	444	5401	.
От элементов рамы:			
первого . . . . .	40	200	.
второго . . . . .	20	800	.
третьего . . . . .	20	1500	.
четвертого . . . . .	45	2600	.
пятого . . . . .	35	4100	.
шестого . . . . .	40	5000	.
<b>Итого:</b>			
на левый лонжерон . . . . .	2120	—	—
на правый лонжерон . . . . .	2070	—	—
Общая поддрессоренная нагрузка . . . . .	4190	—	—
<b>Неподдрессоренная</b>			
от переднего моста . . . . .	350	826	—
от заднего моста . . . . .	670	4126	—
Общий вес автомобиля . . . . .	5210	—	—

## Весовая спецификация автомобиля МАЗ-200

Нагрузка	Вес в кг	Расстояние от переднего конца лонжерона в мм	Примечание
<b>Подрессоренная</b>			
От радиатора . . . . .	108	300	На два лонжерона
Приходящаяся на опоры двигателя:			
переднюю . . . . .	250	540	То же
заднюю . . . . .	900	1385	•
От облицовки, капота, боковин . . . . .	54	605	•
От крыльев . . . . .	50	850	•
От рулевого механизма . . . . .	36	1212	На левый лонжерон
Приходящаяся на опоры кабины:			
переднюю . . . . .	240	1434	На два лонжерона
заднюю . . . . .	400	2763	То же
От подножек с аккумуляторами . . . . .	218	2185	•
Приходящаяся на опоры топливного бака:			
переднюю . . . . .	126	3110	На правый лонжерон
заднюю . . . . .	126	4000	•
От запасного колеса . . . . .	134	3577,5	На левый лонжерон
Приходящаяся на опоры платформы:			
первую . . . . .	1170	2865	На два лонжерона
вторую . . . . .	1730	4160	То же
третью . . . . .	1850	4865	•
четвертую . . . . .	1530	5960	•
пятую . . . . .	1488	7050	•
От элементов рамы:			
первого . . . . .	86	330	•
второго . . . . .	86	1000	•
третьего . . . . .	86	1685	•
четвертого . . . . .	86	2350	•
пятого . . . . .	86	3025	•
шестого . . . . .	86	3700	•
седьмого . . . . .	86	4380	•
восьмого . . . . .	86	5050	•
девятого . . . . .	86	5730	•
десятого . . . . .	86	6010	•
От инструмента и прочих деталей . . . . .	92	3600	•
<b>Итого:</b>			
на левый лонжерон . . . . .	5 640	—	—
на правый лонжерон . . . . .	5 722	—	—
Общая подрессоренная нагрузка . . . . .	11 362	—	—
<b>Неподрессоренная</b>			
от переднего моста . . . . .	724	880	—
от заднего моста . . . . .	1 620	5400	—
Общий вес автомобиля . . . . .	13 706	—	—

ный брус определяется приближенно путем расчленения платформы на секции, расположенные между брусками, вес от которых распределяется поровну на два соседних бруса. Такой способ распределения веса платформы с грузом дает хорошие результаты для маложестких деревянных платформ. При установке на автомобиль платформ или кузовов других типов, обладающих повышенной жесткостью, может оказаться необходимым другое распределение нагрузки с учетом конструкции платформы или кузова.

Вес рамы целесообразно учитывать приближенно, путем деления ее на несколько участков, вес которых принимается приложенным в середине каждого участка.

Положение нагрузок по длине обычно определяется расстоянием точек их приложения от переднего конца рамы.

Величины нагрузок и координаты точек их приложения могут быть сведены в таблицу (табл. 1—3).

В табл. 1—3 также приведен неподрессоренный вес автомобиля и его общий вес. В таком виде эти таблицы представляют собой весовые спецификации автомобиля.

Из таблиц также видно, что нагрузки, приходящиеся на левый и правый лонжероны, оказываются неодинаковыми. Разница составляет 50—134 кг, что не создает существенной асимметрии нагрузки. Ее влияние обычно учитывается при расчете только тем, что рассчитывают более нагруженный лонжерон.

Естественно, что при расчете рам нет необходимости составлять полную и детальную весовую спецификацию по всем агрегатам и узлам автомобиля. Можно ограничиться составлением спецификации по главным узлам, при этом вес второстепенных узлов включается в близлежащие основные узлы.

### Динамические нагрузки

Динамические нагрузки, возникающие при движении автомобиля по неровной дороге, зависят от целого ряда факторов: дорожных условий, скорости движения автомобиля, конструктивных параметров автомобиля и его подвески. При этом характер зависимостей весьма сложный, поэтому при теоретическом анализе динамических нагрузок ограничиваются рассмотрением наиболее простых случаев с целью получения некоторых выводов, в основном качественного характера.

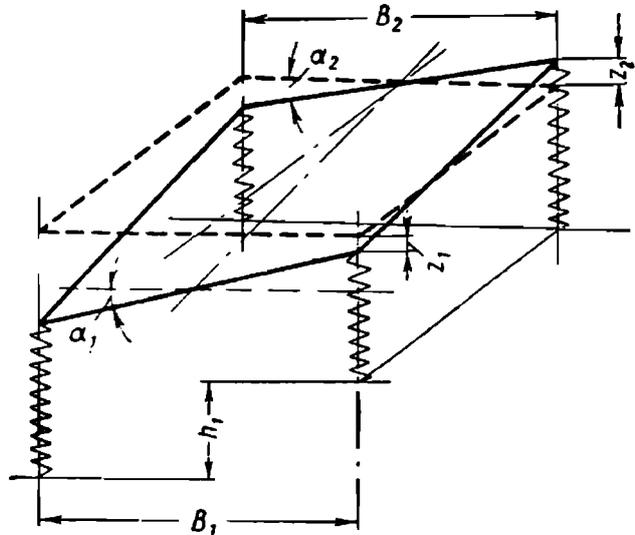
Как уже отмечалось, в зависимости от условий движения автомобиля динамические нагрузки имеют различный характер. В связи с этим целесообразно рассмотреть отдельно два наиболее характерных случая, соответствующих независимому действию симметричной и кососимметричной динамической нагрузки:

1) движение автомобиля с малой скоростью по плохой дороге в условиях, вызывающих кручение рамы;

2) движение автомобиля с высокой скоростью по сравнительно ровной дороге в условиях преобладающего влияния симметричных динамических нагрузок.

Наиболее характерные тяжелые условия, соответствующие первому случаю, наблюдаются при таких дорожных условиях, когда состояние дорожного покрытия ограничивает скорость движения автомобилей, например, при движении по грунтовым дорогам с разбитой колеей, а также по дорогам с разрушенным твердым покрытием. В этих наиболее тяжелых условиях автомобиль движется с малыми скоростями, поэтому можно пренебречь силами инерции и определить нагрузки, действующие на раму, с помощью уравнений статики.

Предположим, что при указанных условиях движения одно из передних колес автомобиля попало во впадину, глубина которой равна  $h_1$ . При этом в передней подвеске за счет изменения нагрузок на колеса возникает момент  $M_k$  закручивающий раму. В задней подвеске ему будет соответствовать реактивный момент той же величины, но действующий в противоположном направлении. Изменение нагрузок на колеса вызовет деформацию упругих элементов подвески (рессор и шин). Если обозначить приведенную жесткость передней подвески (т. е. приведенную жесткость рессоры и шины) через  $c_1$ , а задней — через  $c_2$ , то соответствующие деформации  $z_1$  в передней подвеске и  $z_2$  в задней определяются из выражений:



Фиг. 1. Схема деформации рамы и упругих элементов подвески автомобиля.

$$\left. \begin{aligned} z_1 &= \frac{M_k}{B_1 c_1}; \\ z_2 &= \frac{M_k}{B_2 c_2}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $B_1$  и  $B_2$  — колея соответственно передних и задних колес автомобиля.

Деформации подвески и рамы вызовут поворот отдельных участков рамы вокруг продольной оси. Обозначим угол поворота рамы над передней осью через  $\alpha_1$  и над задней осью через  $\alpha_2$  (фиг. 1). Разность этих углов называют углом закручивания рамы

$$\alpha = \alpha_1 - \alpha_2. \quad (2)$$

Из фиг. 1 следует, что угол поворота над задней осью

$$\alpha_2 = \frac{2z_2}{B_2}, \quad (3)$$

а угол поворота над передней осью с учетом опускания колеса

$$\alpha_1 = \frac{h_1}{B_1} - \frac{2z_1}{B_1}. \quad (4)$$

Подставив выражения (3) и (4) в выражение (2), получим основное уравнение, связывающее между собой деформации подвески и рамы:

$$\frac{2z_1}{B_1} + \frac{2z_2}{B_2} + \alpha = \frac{h_1}{B_1}. \quad (5)$$

Введем угловую жесткость рамы при кручении  $c_p$ ; тогда угол закручивания рамы может быть выражен через крутящий момент, действующий на раму:

$$\alpha = \frac{M_k}{c_p}. \quad (6)$$

Подставив формулы (1) и (6) в уравнение (5), определим крутящий момент:

$$M_k = \frac{h_1}{B_1} \cdot \frac{c_n c_p}{c_n + c_p}, \quad (7)$$

где  $c_n$  — поперечная угловая жесткость всей подвески автомобиля, которая определяется из уравнения

$$\frac{1}{c_n} = \frac{2}{B_1^2 c_1} + \frac{2}{B_2^2 c_2}. \quad (8)$$

Во избежание недоразумений отметим, что входящие в формулу (8) приведенные жесткости подвесок определяются для одной рессоры и шины. Например, если обозначить жесткость передней рессоры через  $c_{1p}$  и шины  $c_{1ш}$ , то приведенная жесткость вычисляется по формуле

$$c_1 = \frac{c_{1p} c_{1ш}}{c_{1p} + c_{1ш}}. \quad (9)$$

При выводе основных формул не учитывалось, что расстояние между рессорами не равно колею колес, так как это обстоятельство не оказывает влияния на вид основной формулы (7). Однако при вычислении угловой жесткости подвески эту разницу нужно учесть, применяя для расчетов следующую формулу:

$$c_n = \frac{1}{2 \left( \frac{1}{B_{1p}^2 c_{1p}} + \frac{1}{B_{1ш}^2 c_{1ш}} + \frac{1}{B_{2p}^2 c_{2p}} + \frac{1}{B_{2ш}^2 c_{2ш}} \right)}, \quad (10)$$

где  $B_{1p}$  и  $B_{2p}$  — расстояния между рессорами в передней и задней подвесках.

При заданной глубине дорожных неровностей формула (7) определяет крутящий момент, действующий на раму в рассматриваемом случае.

Если переднее и заднее колеса, расположенные по диагонали, попадают во впадины глубиной соответственно  $h_1$  и  $h_2$ , то можно аналогичным путем получить следующую формулу для крутящего момента, действующего на раму:

$$M_{\kappa} = \left( \frac{h_1}{B_1} + \frac{h_2}{B_2} \right) \frac{c_n c_p}{c_n + c_p}. \quad (11)$$

Возможен еще более сложный случай, когда переднее и заднее колеса, расположенные по диагонали, попадают во впадины, а два других колеса наезжают на бугры соответствующей величины. Крутящий момент, действующий на раму, и в этом случае определяется аналогичной формулой:

$$M_{\kappa} = \left( \frac{h_1 + h'_1}{B_1} + \frac{h_2 + h'_2}{B_2} \right) \frac{c_n c_p}{c_n + c_p}. \quad (12)$$

Если пренебречь разницей в колее передних и задних колес, то все три случая можно объединить одной общей формулой:

$$M_{\kappa} = \frac{h}{B} \cdot \frac{c_n c_p}{c_n + c_p}. \quad (13)$$

В этой формуле величина  $h$  является некоторой фиктивной величиной, которая учитывает не только реальную глубину дорожных неровностей, но и возможность одновременного воздействия различных неровностей на отдельные колеса автомобиля.

Из предыдущего видно, что фиктивная высота дорожных неровностей в каждом из рассмотренных выше случаев определяется следующими формулами:

а) если переднее колесо переезжает через неровность, глубина которой равна  $h_1$ , то

$$h = h_1;$$

б) если переднее и заднее колеса, расположенные по диагонали, попадают во впадины глубиной  $h_1$  и  $h_2$ , то фиктивная высота определяется соотношением

$$\frac{h}{B} = \frac{h_1}{B_1} + \frac{h_2}{B_2};$$

в) если переднее и заднее колеса, расположенные по диагонали, попадают во впадины, а два других колеса наезжают на бугры, то получаем

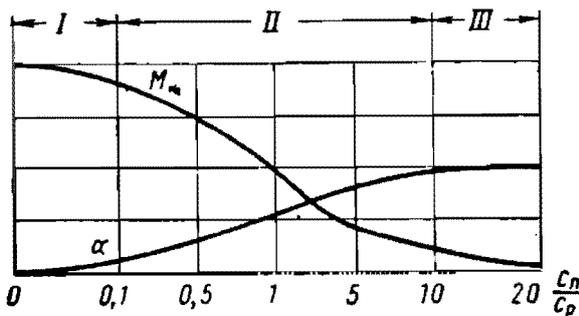
$$\frac{h}{B} = \frac{h_1 + h'_1}{B_1} + \frac{h_2 + h'_2}{B_2}.$$

При известной величине момента угол закручивания рамы может быть определен по формуле (6). После подстановки момента из выражения (13) получим

$$\alpha = \frac{h}{B} \cdot \frac{1}{1 + \frac{c_p}{c_n}}. \quad (14)$$

Отсюда видно, что угол закручивания рамы зависит от отношения угловых жесткостей рамы и подвески. На фиг. 2 показан график, на котором в условном масштабе изображен характер зависимости крутящего момента  $M_k$  и угла закручивания рамы  $\alpha$  от отношения жесткостей  $\frac{c_n}{c_p}$ . При построении графика принято, что с изменением жесткости рамы  $c_p$  жесткость подвески  $c_n$  остается неизменной.

Представляет интерес характер протекания кривых на крайних участках графика, т. е. при большой и малой жесткости рамы.



Фиг. 2. Зависимость момента и угла закручивания рамы от ее угловой жесткости.

При большой угловой жесткости рамы (область I) крутящий момент, как это следует из графика и из формулы (13), практически не будет зависеть от жесткости рамы. Уже при величине отношения  $\frac{c_n}{c_p} = 0,1$  влияние жесткости рамы будет находиться в пределах 10%, что в дорожных условиях не может иметь серьезного значения. При малой угловой жесткости рамы ( $\frac{c_n}{c_p} > 10$ )

угол закручивания рамы практически не будет зависеть от ее жесткости (область III). Момент, действующий на раму, в этом случае уменьшается пропорционально уменьшению жесткости рамы.

Эти результаты имеют достаточно ясный и очевидный физический смысл. Действительно, при очень жесткой раме ее деформация становится весьма малой и величина крутящего момента будет определяться только угловой жесткостью подвески. С другой стороны, при очень малой жесткости рамы ее деформация будет зависеть только от неровностей дороги, а момент будет очень малым.

Следует отметить, что высокой жесткостью в указанных выше пределах обладают только рамы хребтового типа. Рамы обычной конструкции, как это видно из табл. 4, можно отнести к рамам средней жесткости (область II). Для рам этого типа крутящий момент и угол закручивания рамы зависят от угловой жесткости подвески и рамы. При данной жесткости подвески уменьшение жесткости рамы приводит к увеличению угла закручивания, со-

## Жесткость рам и подвесок грузовых автомобилей

Параметры	ЗИЛ-150	ГАЗ-51	МАЗ-200
Расстояние между рессорами в см:			
передними . . . . .	74	80,6	87
задними . . . . .	100,4	101,5	102,6
Колея автомобиля в см:			
передняя . . . . .	170,0	158,5	195,0
задняя . . . . .	174,0	165,0	192,0
Жесткость рессор в кг/см:			
передней . . . . .	138	75	240
задней:			
без нагрузки . . . . .	175	130	400
с полной нагрузкой . . . . .	360	280	750
Жесткость шин в кг/см:			
передней . . . . .	600	400	700
двух задних (сдвоенных) . . . . .	1400	850	1500
Угловая жесткость в кгм/град:			
подвески (с полной нагрузкой) . . . . .	52	35	120
рамы (расчетная) . . . . .	28,3	35	191
Отношение $\frac{c_n}{c_p}$ . . . . .	1,84	1,0	0,63

проводящегося значительным уменьшением крутящего момента.

Величина крутящего момента оказывает влияние на изменение вертикальных реакций на колесах автомобиля. Чем меньше крутящий момент, тем меньше изменяются вертикальные реакции на колесах. Таким образом, уменьшение жесткости рамы способствует сохранению контакта колеса с дорогой в условиях, сопровождающихся кручением рамы. Практический предел для такого уменьшения жесткости рамы вытекает из ранее рассмотренного графика (фиг. 2). Действительно, переход в область III (рамы малой жесткости) в этом отношении уже не даст существенного улучшения контакта колес с дорогой ввиду малой величины крутящего момента.

В то же время при слишком малой жесткости рамы создаются весьма тяжелые условия работы для других агрегатов автомобиля, смонтированных на раме.

Таким образом, уменьшение жесткости рамы при кручении положительно влияет на прочность рамы, уменьшая крутящий момент, нагружающий раму, а также способствует лучшему сохранению контакта колес с дорогой, уменьшая изменение вертикальных реакций на колесах автомобиля.

Следует отметить, что при выводе формул (13) и (14) принят ряд упрощающих предположений, из которых наиболее важные следующие:

1) не учитывается нелинейность характеристики задних рессор при наличии подрессорников;

2) не учитывается дополнительный момент от веса подрессоренных масс, который возникает из-за поперечного смещения центра тяжести подрессоренных масс при наклоне кузова автомобиля.

В связи с этим выведенные зависимости имеют теоретический характер и позволяют судить о влиянии угловых жесткостей подвески и рамы на нагрузочный режим и деформации рамы при ее кручении в дорожных условиях. Действительные нагрузочные режимы рамы можно определить только на основе экспериментального исследования.

Перейдем к рассмотрению второго случая, когда преобладающее влияние имеют симметричные динамические нагрузки. Основной причиной возникновения симметричных динамических нагрузок являются силы инерции подрессоренных масс, действующие на раму при колебаниях автомобиля на рессорах и шинах. При этом характер действия симметричных динамических нагрузок определяется двумя факторами: распределением статической нагрузки, действующей на раму, и величинами вертикальных ускорений в точках приложения статической нагрузки. Если в какой-либо точке рамы действует статическая нагрузка  $P_{cmi}$  и ускорение  $j_i$  то динамическая нагрузка

$$P_{\partial i} = P_{cmi} \frac{j_i}{g}, \quad (15)$$

где  $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$  — ускорение силы тяжести.

В дальнейшем множитель, учитывающий динамическую нагрузку, будем называть коэффициентом динамической нагрузки:

$$k_{\partial i} = \frac{j_i}{g}. \quad (16)$$

При вычислении коэффициента динамической нагрузки целесообразно принять во внимание, что жесткость рамы при изгибе значительно больше жесткости подвески. Это позволяет пренебречь собственными изгибными колебаниями рамы и возникающими при этом инерционными силами. Кроме того, можно рассматривать подрессоренные массы автомобиля как одно жесткое тело, совершающее колебания на рессорах и шинах, что позволяет использовать при определении коэффициентов динамической нагрузки данные о колебаниях автомобиля в дорожных условиях.

Коэффициент динамической нагрузки может быть определен двумя путями. Прежде всего для этого можно использовать данные о величине вертикальных ускорений подрессоренной массы автомобиля при его движении по различным дорогам. Если принять, что жесткость рамы при изгибе значительно больше жесткости подвески, и рассматривать подрессоренные массы как одно жесткое тело, совершающее колебания на рессорах и шинах, то окажется, что для определения коэффициентов  $k_{\partial i}$  для любой

точки рамы достаточно определить ускорения подрессоренной массы в двух точках по длине автомобиля. Предположим, что известны ускорения  $j_1$  подрессоренной массы над передней осью и  $j_2$  над задней осью автомобиля. Тогда ускорение точки, расположенной на расстоянии  $l_i$  от передней оси, определится формулой

$$j_i = j_1 \frac{L - l_i}{L} + j_2 \frac{l_i}{L}, \quad (17)$$

где  $L$  — база автомобиля.

Для коэффициента динамической нагрузки получаем

$$k_{\partial i} = \frac{j_i}{g} \cdot \frac{L - l_i}{L} + \frac{j_2}{g} \cdot \frac{l_i}{L}. \quad (18)$$

Формула (18) может быть использована для определения коэффициентов динамических нагрузок в различных точках рамы при известных величинах ускорений подрессоренной массы над передней и задней осями автомобиля. Величины ускорений над передней и задней осями задаются на основе экспериментальных данных.

Для определения коэффициента  $k_{\partial i}$  можно также использовать зависимость между ускорениями подрессоренной массы и усилиями, действующими в передней и задней подвесках автомобиля. Предположим, что в передней и задней подвесках в дополнение к статическим нагрузкам действуют динамические усилия  $R_{\partial 1}$  и  $R_{\partial 2}$ , принимаемые положительными при сжатии рессор. Обозначим  $G_n$  — вес подрессоренных масс автомобиля и  $\rho$  — радиус инерции подрессоренных масс относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести. Используем уравнения, связывающие усилия в передней и задней подвесках с вертикальным ускорением  $j_c$  центра тяжести подрессоренных масс и угловым ускорением  $\theta$ :

$$\left. \begin{aligned} \frac{G_n}{g} j_c &= R_{\partial 1} + R_{\partial 2}; \\ \frac{G_n}{g} \rho^2 \theta &= R_{\partial 2} b - R_{\partial 1} a, \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

где  $a$  и  $b$  — расстояния от центра тяжести подрессоренной массы до передней и задней осей.

Уравнения (19) можно также записать в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} \frac{j_c}{g} &= \frac{b}{L} \cdot \frac{R_{\partial 1}}{R_{cm1}} + \frac{a}{L} \cdot \frac{R_{\partial 2}}{R_{cm2}}; \\ \frac{\epsilon}{g} \theta &= \frac{1}{L} \left( \frac{R_{\partial 2}}{R_{cm2}} - \frac{R_{\partial 1}}{R_{cm1}} \right), \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

где  $L$  — база автомобиля;

$\epsilon$  — коэффициент распределения подрессоренных масс:

$$\epsilon = \frac{\rho^2}{ab};$$

$R_{cm1}$  и  $R_{cm2}$  — статические нагрузки в передней и задней подвесках:

$$R_{cm1} = \frac{G_nb}{L};$$

$$R_{cm2} = \frac{G_na}{L}.$$

Вертикальное ускорение в некоторой точке, находящейся на расстоянии  $l_i$  от передней оси, может быть определено по формуле

$$j_i = j_c + \theta(l_i - a). \quad (21)$$

Используя формулы (16) и (20), получим следующую зависимость для коэффициента динамической нагрузки

$$k_{\partial i} = \frac{L - l_i + b(\epsilon - 1)}{\epsilon L} \cdot \frac{R_{\partial 1}}{R_{cm1}} + \frac{l_i + a(\epsilon - 1)}{\epsilon L} \cdot \frac{R_{\partial 2}}{R_{cm2}}. \quad (22)$$

Коэффициент распределения подрессоренных масс  $\epsilon$  обычно бывает близок к единице; в этом случае формула (22) упрощается:

$$k_{\partial i} = \frac{L - l_i}{L} \cdot \frac{R_{\partial 1}}{R_{cm1}} + \frac{l_i}{L} \cdot \frac{R_{\partial 2}}{R_{cm2}}. \quad (23)$$

При вычислении коэффициента динамической нагрузки по формулам (18) или (23) используют экспериментальные данные вертикальных ускорений или динамических усилий в передней и задней подвеске автомобиля.

Используя формулы (18) и (22), можно составить следующие зависимости между ускорениями и усилиями:

$$\left. \begin{aligned} \frac{R_{\partial 1}}{R_{cm1}} &= \frac{j_1}{g} - \frac{a(\epsilon - 1)}{L} \left( \frac{j_2 - j_1}{g} \right); \\ \frac{R_{\partial 2}}{R_{cm2}} &= \frac{j_2}{g} + \frac{b(\epsilon - 1)}{L} \left( \frac{j_2 - j_1}{g} \right) \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

или при  $\epsilon=1$ :

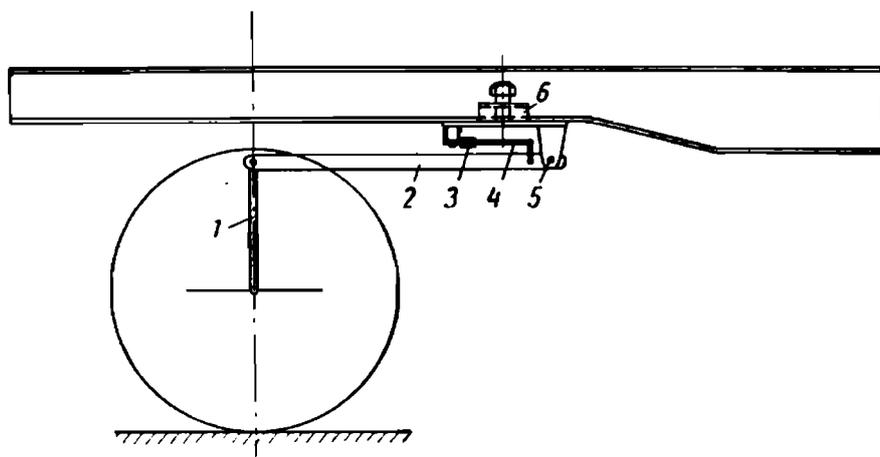
$$\left. \begin{aligned} \frac{R_{\partial 1}}{R_{cm1}} &= \frac{j_1}{g}; \\ \frac{R_{\partial 2}}{R_{cm2}} &= \frac{j_2}{g}. \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

Из формул (18) и (23), в частности, следует, что коэффициент динамической нагрузки в различных точках по длине автомобиля имеет разные значения. Исключение составляет только случай, когда ускорения над передней и задней осями  $j_1$  и  $j_2$  одинаковы по величине. Между тем, как правило, ускорения над задней

осью грузового автомобиля больше, чем над передней осью. Это обстоятельство не учтено в работе [19], в которой приводятся некоторые данные о величинах динамических нагрузок.

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

Как видно из предыдущего, для решения вопроса о действующих на раму нагрузках необходимо провести специальные эксперименты. Например, для оценки симметричных динамических нагрузок нужно определить динамические нагрузки, действующие в дорожных условиях на подвеску автомобиля, или использовать данные по величинам ускорений подрессоренных масс автомо-

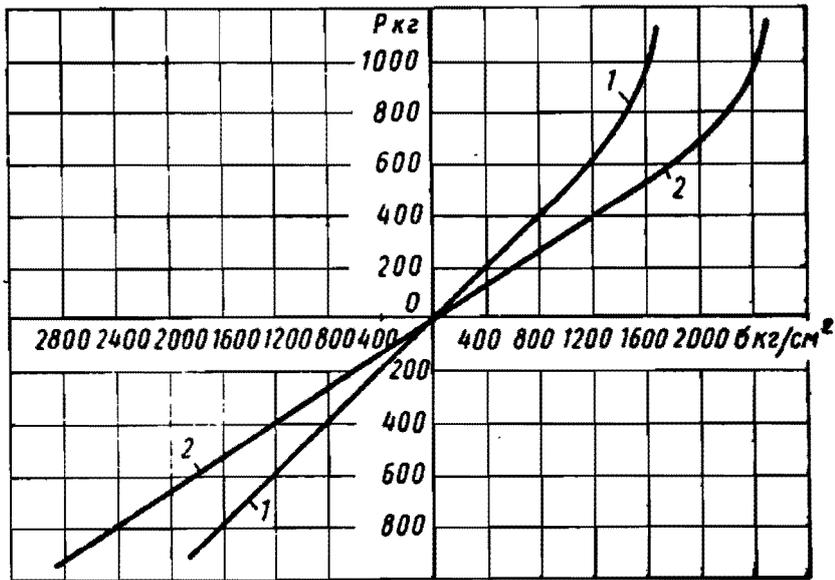


Фиг. 3. Схема прибора с датчиками сопротивления для измерения деформации подвески автомобиля.

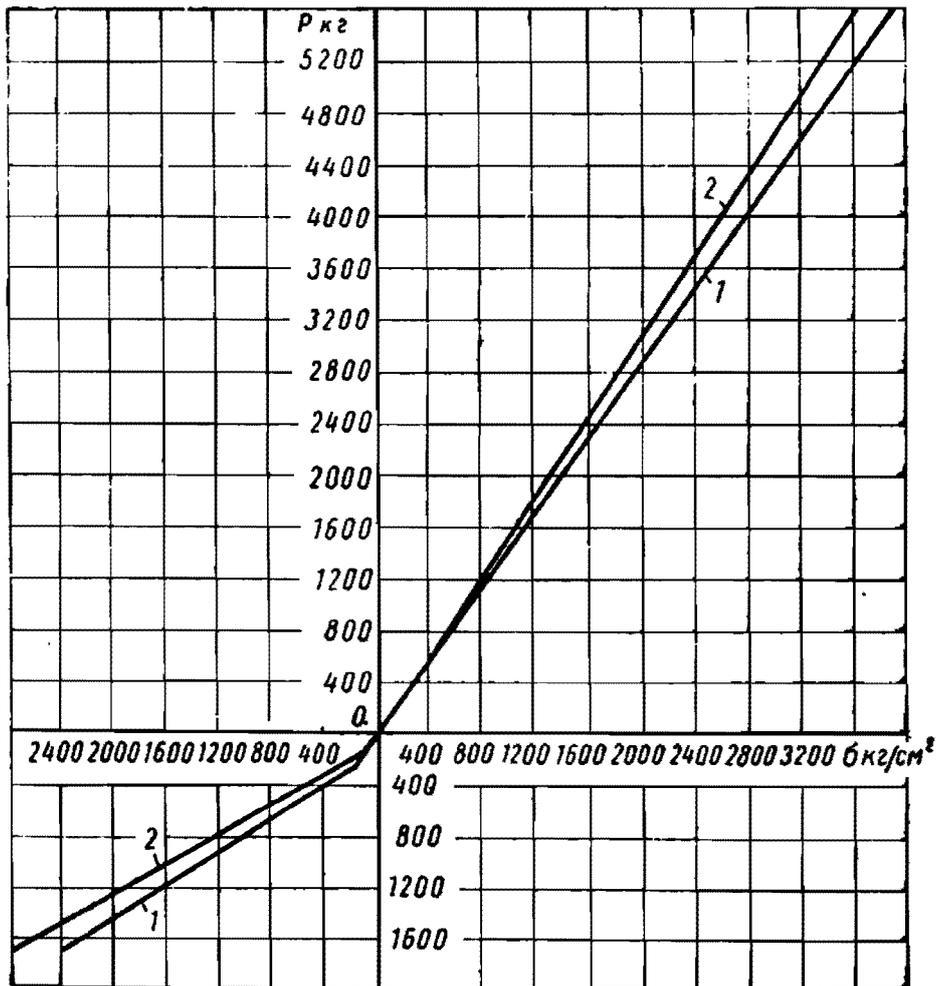
биля. Для оценки кососимметричных нагрузок необходимо определить крутящие моменты, действующие на раму автомобиля в дорожных условиях. В связи с трудностями непосредственного экспериментального определения крутящего момента оказалось более удобным измерять в дорожных условиях угол закручивания рамы, который дает достаточную характеристику условий работы рамы в дорожных условиях и вполне заменяет крутящий момент.

Динамические нагрузки в подвеске могут быть измерены с помощью специального прибора для измерения деформации рессор. При проведении испытаний применялись два прибора различных типов с разными способами электрической регистрации деформаций: прибор с проволочными датчиками сопротивления и упругой балочкой в качестве регистратора перемещений и прибор с реохордами.

При испытаниях автомобиля ГАЗ-63 были использованы приборы первого типа (фиг. 3). Прибор состоит из рычага 2, вращающегося вокруг оси 5 и связанного с колесом вертикальной тягой 1. Перемещения колеса относительно рамы передаются через рычаг 2 упругой балочке 4, на которой наклеены два проволочных датчика сопротивления 3 (с разных сторон балочки).



а)



б)

Фиг. 4. График тарировки приборов для измерения усилий в рессорах автомобиля ГАЗ-63;

а — передняя подвеска; б — задняя подвеска; 1 — правый прибор; 2 — левый прибор.

Прибор крепится к полке лонжерона с помощью струбины 6. Таким образом, относительные перемещения колеса, соответствующие деформации рессоры, преобразуются в упругие деформации балочки, которые регистрируются с помощью датчиков сопротивления, усилителя и шлейфового осциллографа.

Возможен двоякий путь использования приборов указанного типа: во-первых, по показаниям приборов можно определить деформации рессор, а затем уже по упругим характеристикам рессор — динамические усилия в подвеске; во-вторых, можно заранее тарировать приборы при их установке на автомобиль и получить тарировочную кривую, устанавливающую непосредственную зависимость между показаниями приборов и действующими на рессору усилиями. В том и в другом случае при определении динамических нагрузок неизбежны некоторые погрешности в связи с наличием трения в рессорах.

При испытаниях автомобиля ГАЗ-63 приборы были тарированы совместно с подвеской автомобилей (фиг. 4). По оси абсцисс отложены напряжения  $\sigma$  в балочке прибора, а по оси ординат — усилия в рессоре. На графиках показаны усредненные тарировочные кривые без учета трения в рессорах. Отметим, что характеристика задней подвески при наличии дополнительной рессоры (подрессорника) имеет переменную жесткость, что соответствующим образом отразилось на графике тарировки.

При испытаниях устанавливают два прибора на левой и правой стороне оси, вертикальные тяги 1 (фиг. 3) крепят непосредственно к рессорам, вследствие чего приборы регистрируют непосредственно деформацию рессор.

Путем обработки осциллограмм определяют максимальные усилия в рессорах. Результаты обработки осциллограмм приведены в табл. 5, в которой указаны наибольшие заезд динамические усилия во всех четырех рессорах при различных дорожных условиях и скоростях движения автомобиля. При этом в таблице знаком плюс отмечены усилия, сжимающие рессоры, а знаком минус — растягивающие. В табл. 5 также помещены средние для передних и задних колес значения отношения динамического усилия к статическому (коэффициент динамической нагрузки). При вычислении указанного отношения статическая нагрузка на переднюю рессору автомобиля ГАЗ-63 (подрессоренная нагрузка) принята равной 750 кг (округленно), для задней рессоры 1450 кг.

Зависимость динамических усилий от скорости  $v_a$  движения автомобиля иллюстрируется также графиками на фиг. 5. На ординатах отложены средние значения отношения динамической нагрузки  $P_d$  к статической  $P_{cm}$  для левой и правой рессор.

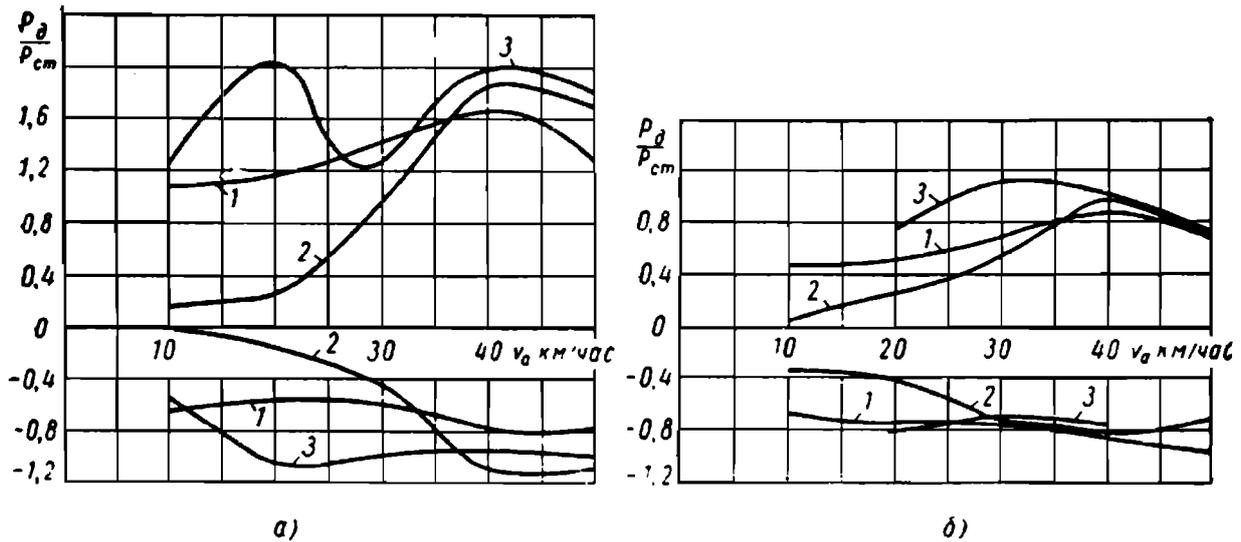
Данные табл. 5 и графиков показывают, что динамические нагрузки в рессорах достигают наибольшего значения при скорости 40 км/час. Для задних рессор при этом  $\frac{P_d}{P_{cm}} = 1,6 \div 2,0$ , для передних рессор 0,8—1,0. При наиболее тяжелых условиях движения наблюдаются удары в буфер переднего моста. Отрица-

Таблица 5

**Динамические усилия в рессорах автомобиля ГАЗ-63  
при дорожных испытаниях**

Дорожные участки	Ско- рость в км/час	Усилие в рессорах в кг				Коэффициент $\frac{P_d}{P_{ст}}$	
		Передние		Задние		Передние рессоры	Задние рессоры
		Левая	Правая	Левая	Правая		
Булыжное шоссе:							
плохого качества .	10	+500	+210	+1330	+1880	+ 0,47	+ 1,11
		-380	-590	- 700	-1200	- 0,65	- 0,66
	20	+250	+510	+1330	+2010	+ 0,50	+ 1,15
		-570	-550	- 920	- 650	- 0,75	- 0,55
	30	+660	+380	+1830	+2250	+ 0,70	+ 1,40
	-570	-590	- 660	-1030	- 0,77	- 0,58	
40	+950	+380	+2320	+2480	+ 0,89	+ 1,65	
	-650	-630	-1220	-1090	- 0,85	- 0,80	
50	+660	+420	+2080	+1650	+ 0,72	+ 1,28	
	-850	-590	-1270	-1030	- 0,96	- 0,80	
очень плохого ка- чества с сильно- разрушенным по- крытием . . . .	—	+850	+640	+3560	+3360	+ 0,99	+ 2,38
		-770	-730	-1270	-1700	- 1,00	- 1,03
Грунтовая дорога:							
среднего качества	10	0	- 50	+ 120	+ 340	+ 0,04	+ 0,16
		-200	+320	- 50	- 50	- 0,35	- 0,03
	20	+150	+270	+ 240	+ 460	+ 0,28	+ 0,25
		-300	-270	- 180	- 320	- 0,38	- 0,17
	30	+570	+180	+1580	+1150	+ 0,50	+ 0,94
		-400	-690	- 480	- 870	- 0,72	- 0,42
	40	+820	+690	+2790	+2610	+ 1,00	+ 1,86
		-580	-690	-1450	-1750	- 0,84	- 1,11
	50	+530	+500	+2330	+2610	+ 0,69	+ 1,70
		-530	-550	-1350	-1750	- 0,72	- 1,08
плохого качества .	10	—	—	+2280	+1270	—	+ 1,22
		—	—	- 570	-1030	—	- 0,55
	20	+730	+360	+2730	+3190	+ 0,72	+ 2,04
		-620	-550	-1310	-1690	- 0,78	- 1,03
	30	Удар	+820	+2280	+1270	—	+ 1,22
		-620	-360	-1060	-1750	- 0,60	- 0,98
	40	+900	+640	+3180	+2550	+ 1,02	+ 1,97
		-660	-500	-1310	-1470	- 0,77	- 0,96
	50	+410	+600	+2050	+2550	+ 0,67	+ 1,56
		Отрыв	Отрыв	-1310	-1610	—	- 1,00

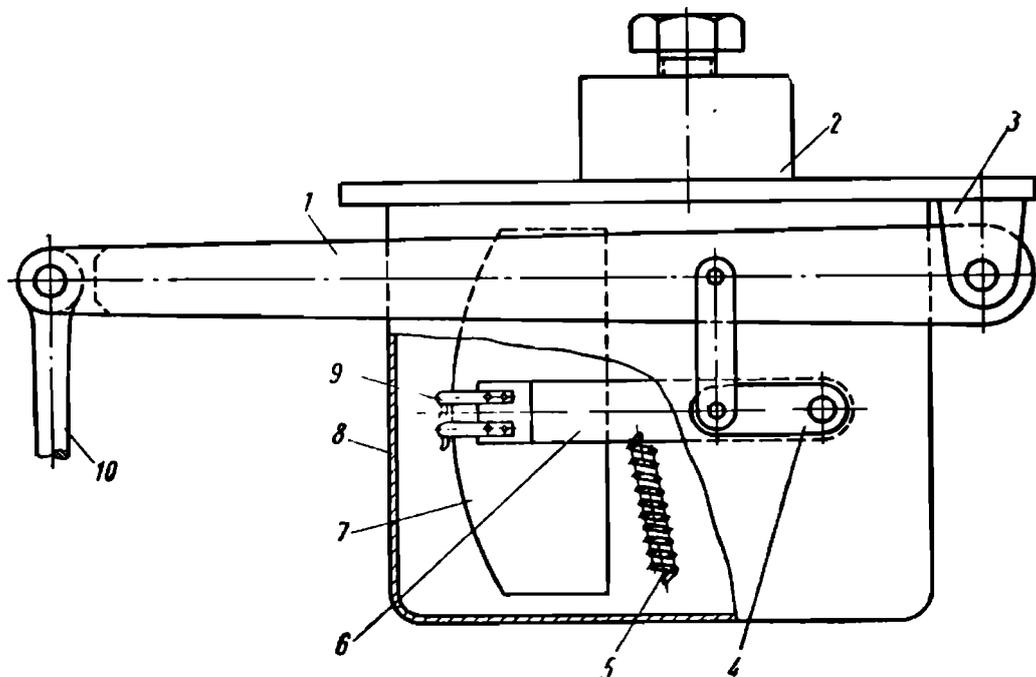
тельные динамические нагрузки в задних рессорах характеризуются коэффициентом динамической нагрузки 1,0—1,1. Для передних рессор получается соответственно 0,8—1,0, а при наиболее тяжелых условиях движения наблюдается отрыв колес от дороги.



Фиг. 5. Графики усилий в рессорах в зависимости от скорости движения:

*а* — задние рессоры; *б* — передние рессоры; 1 — булыжное шоссе плохого качества; 2 — грунтовая дорога среднего качества; 3 — грунтовая дорога плохого качества.

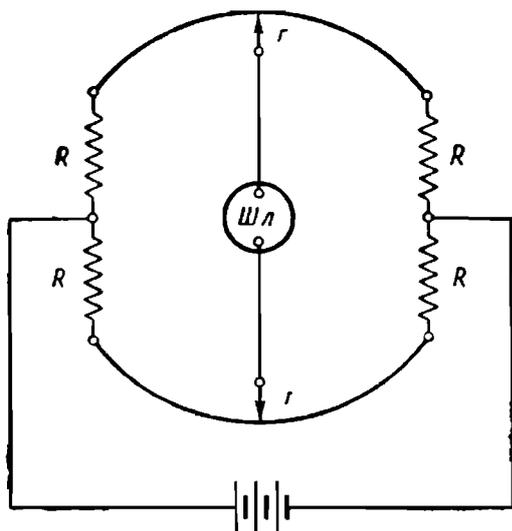
При испытаниях автомобилей ЗИЛ-150, ГАЗ-51 и МАЗ-200 применялись приборы с реохордной системой регистрации, которая имеет известные преимущества перед системой с датчиками



Фиг. 6. Схема прибора с реохордной системой регистрации деформаций рессор.

сопротивления. Основное преимущество заключается в том, что отпадает необходимость в усилителе, при этом упрощается проведение испытаний и облегчается размещение аппаратуры в автомобиле.

Прибор с реохордной системой регистрации (фиг. 6) состоит из рычага 1, вращающегося вокруг оси на опоре 3 и связанного с колесом вертикальной тягой 10. Конструкция этой части прибора, а также основания со струбциной 2 аналогична конструкции соответствующих частей ранее описанного прибора. Регистрирующая часть прибора расположена в металлической коробке 8, прикрепленной к основанию прибора. Снаружи коробки расположена система рычагов 4, передающая движение от главного рычага 1 движку 6 реохордов, расположенному внутри коробки. На движке закреплены пружинящие контакты 9, которые перемещаются по двум реохордам, уложенным рядом на боковой поверхности текстолитового сектора 7. Рычажная система находится в натянутом состоянии под действием пружины 5.



Фиг. 7. Электрическая схема реохордного прибора.

Электрическая схема прибора показана на фиг. 7. Два реохорда  $r$  включены в схему моста, образованного четырьмя постоянными сопротивлениями  $R$ . Вследствие применения двух реохордов уменьшается нелинейность измерительной системы.

С движков реохордов измеряемое напряжение подается на шлейф Шл осциллографа. Мост питается от аккумуляторов постоянным током напряжением 6 в. Полное сопротивление одного реохорда 0,6 ом, постоянные сопротивления моста по 6 ом. При таких параметрах схемы на шлейф подается ток до 50 ма.

Тарировка приборов практически показала их полную линейность на всем диапазоне измерения перемещений, при этом наибольшая измеряемая деформация рессоры может составлять до  $\pm 150$  мм. Перемещение луча шлейфа на пленке на 1 мм соответствовало деформации рессоры, равной 14 мм (для шлейфа типа I осциллографа МПО-2).

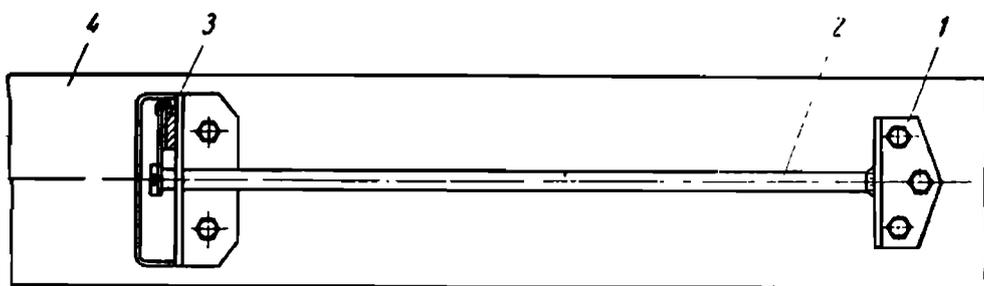
При испытаниях на автомобиль устанавливали четыре прибора для одновременной регистрации деформаций всех четырех рессор. Кроме того, на раму автомобиля помещали прибор для измерения угла закручивания рамы (фиг. 8).

Прибор крепится непосредственно к лонжерону 4 рамы. Он состоит из кронштейна 1, прикрепленного болтами к стенке лонжерона. С кронштейном жестко связан стержень 2; другой конец стержня соединен с движком реохорда 3. Устройство реохорда и электрическая схема прибора совершенно такие же, как и у ранее описанного прибора.

Как видно из фиг. 8, перемещения движка реохорда при кручении рамы будут пропорциональны углу взаимного поворота двух сечений лонжерона, расположенных на концах стержня 2,

т. е. на расстоянии, которое можно назвать базой прибора. При кручении рамы существует вполне определенная зависимость между углом поворота двух сечений лонжерона и углом закручивания всей рамы.

Расчеты и эксперименты показывают, что угол поворота двух сечений лонжерона так относится к расстоянию между ними, как угол закручивания всей рамы относится к базе автомобиля. Для большей надежности соотношение между углом закручивания рамы и показаниями прибора устанавливается опытным путем — тарировкой прибора, установленного в рабочем положении на раме. На автомобиле каким-либо способом создается перекося рамы (например, при заезде в кювет под углом к оси кювета), измеряется угол закручивания рамы и результат сопоставляется с показаниями прибора.



Фиг. 8. Схема прибора с реохордной регистрацией для измерения угла закручивания рамы.

При дорожных испытаниях показания всех пяти установленных на автомобиле приборов регистрировались на пленку с помощью осциллографа МПО-2. Для упрощения расшифровки в осциллографе были установлены соответствующие светофильтры для каждого шлейфа, а запись производилась на цветную пленку.

Путем обработки осциллограмм были определены максимальные за каждый заезд значения деформаций рессор и угла закручивания рамы (табл. 6). Данные таблицы позволяли по характеристикам рессор определить величины динамических нагрузок, действующих на рессоры в дорожных условиях, а затем делением на статическую нагрузку определить коэффициенты динамических нагрузок в передней и задней подвесках (табл. 7). В табл. 7 указаны средние для левых и правых рессор значения коэффициентов.

Анализ данных табл. 7 свидетельствует прежде всего о том, что для стандартных грузовых автомобилей получают меньшие значения динамических нагрузок, чем для автомобиля повышенной проходимости ГАЗ-63, испытывавшегося в более тяжелых условиях.

Наибольшие динамические нагрузки в передней подвеске наблюдаются у автомобиля ЗИЛ-150, не имеющего амортизаторов в передней подвеске. При этом в ряде случаев в передней подвеске автомобиля ЗИЛ-150 наблюдаются удары в буфер и отрыв

Амплитуды деформаций рессор грузовых автомобилей при дорожных испытаниях (в мм)

Дорожные участки	Ско- рость в км/час	ЗИЛ-150				ГАЗ-51				МАЗ-200			
		Передние рессоры		Задние рессоры		Передние рессоры		Задние рессоры		Передние рессоры		Задние рессоры	
		Левая	Правая	Левая	Правая	Левая	Правая	Левая	Правая	Левая	Правая	Левая	Правая
Бульжное шоссе: среднего качества	20	+23 -54	+36 -60	+32 -45	+27 -54	+41 -32	+42 -30	+32 -41	+50 -50	—	—	—	—
	40	+23 -59	+24 -72	+23 -50	+27 -54	+36 -23	+42 -42	+50 -69	+61 -81	—	—	—	—
плохого качества	20	+32 -68	+60 -48	+41 -95	+54 -117	+36 -36	+36 -60	+45 -36	+59 -50	+45 -59	+43 -30	+45 -45	+27 -72
	40	+77 -77	+78 -84	+59 -95	+45 -104	+36 -18	+36 -48	+54 -36	+59 -45	+54 -81	+42 -66	+72 -90	+54 -104
очень плохого качества (с сильно разрушенным полотном)	—	+63 -59	+72 -30	+63 -108	+54 -130	+63 -94	+66 -78	+99 -76	+95 -59	+54 -54	+42 -54	+36 -68	+50 -68
Грунтовая дорога: среднего качества	20	+45 -59	+36 -90	+27 -50	+27 -63	+41 -32	+30 -36	+32 -32	+45 -18	+23 -45	+24 -24	+27 -27	+18 -50
	40	+72 -90	+60 -96	+59 -99	+32 -112	+59 -50	+42 -42	+54 -63	+68 -54	—	—	—	—
плохого качества	20	+77 -68	+72 -102	+59 -90	+59 -148	+32 -41	+48 -72	+27 -59	+72 -68	+27 -27	+24 -18	+32 -27	+23 -41
	40	+81 -50	+60 -78	+41 -81	+36 -130	+108 -92	+60 -84	+32 -68	+63 -90	—	—	—	—
очень плохого качества (с силь- но разрушенным полотном)	—	+45 -45	+36 -72	+36 -81	+54 -108	+41 -72	+54 -78	+45 -77	+108 -86	+32 -68	+48 -54	+50 -59	+41 -81

Таблица 7

**Коэффициенты динамических нагрузок  
в подвесках грузовых автомобилей**

Дорожные участки	Ско- рость в км/час	ЗИЛ-150		ГАЗ-51		МАЗ-200	
		Передние рессоры	Задние рессоры	Передние рессоры	Задние рессоры	Передние рессоры	Задние рессоры
Бульжное шоссе: среднего качества	20	+ 0,52 — 1,00	+ 0,43 — 0,59	+ 0,50 — 0,37	+ 0,78 — 0,62	— —	— —
	40	+ 0,41 — 1,15	+ 0,36 — 0,60	+ 0,47 — 0,39	+ 1,06 — 0,89	— —	— —
плохого качества .	20	+ 0,81 — 1,02	+ 0,70 — 0,93	+ 0,43 — 0,58	+ 0,99 — 0,60	+ 0,73 — 0,74	+ 0,65 — 0,93
	40	— —	+ 0,75 — 0,94	+ 0,43 — 0,38	+ 1,08 — 0,58	+ 0,80 — 1,22	+ 1,13 —
очень плохого ка- чества . . . . .	—	+ 1,18 — 0,78	+ 0,85 — 1,07	+ 0,78 — 1,04	+ 1,85 — 0,82	+ 0,80 — 0,90	+ 0,78 — 1,02
	Грунтовая дорога: среднего качества	20	+ 0,71 — 1,30	+ 0,39 — 0,62	+ 0,43 — 0,41	+ 0,73 — 0,33	+ 0,39 — 0,58
40		+ 1,15 —	+ 0,66 — 0,97	+ 0,61 — 0,55	+ 1,16 — 0,74	— —	— —
плохого качества .	20	— —	+ 0,86 — 1,07	+ 0,48 — 0,68	+ 0,95 — 0,78	+ 0,43 — 0,38	+ 0,50 — 0,62
	40	— — 1,12	+ 0,56 — 0,97	— — 1,06	+ 0,91 — 0,92	— —	— —
очень плохого ка- чества . . . . .	—	+ 0,71 — 1,03	+ 0,65 — 0,93	+ 0,57 — 0,90	+ 1,46 — 0,95	+ 0,67 — 1,10	+ 0,85 — 1,04

колес от дороги. Для автомобилей ГАЗ-51 и МАЗ-200 динамическая нагрузка в передних подвесках достигает величин, характеризующихся коэффициентами от 0,8 до 1,1.

В задних подвесках грузовых автомобилей ЗИЛ-150, ГАЗ-51 и МАЗ-200 при дорожных условиях, допускающих движение с нормальными скоростями, коэффициенты динамических нагрузок достигают величины 1—1,2. В задней подвеске автомобиля ГАЗ-51 динамические нагрузки оказываются выше, чем у других автомобилей. При этом особенно значительно повышаются динамические нагрузки в задней подвеске автомобиля ГАЗ-51 при движении по дорогам очень плохого качества с сильноразрушенным покрытием. В этом случае коэффициент динамической нагрузки повышается до 1,5—1,8, что приближается к данным, полученным для автомобиля ГАЗ-63. При увеличении скорости движения в этих условиях можно ожидать дальнейшего увеличения динамических нагрузок.

**Углы закручивания рам грузовых автомобилей  
при дорожных испытаниях**

Дорожные участки	Скорость в км/час	ЗИЛ-150	ГАЗ-51	МАЗ-200
<b>Булыжное шоссе:</b>				
среднего качества	20	1°35'	0°40'	—
	40	1°10'	0°40'	—
плохого качества	20	1°50'	1°20'	1°10'
	40	2°10'	1°00'	1°45'
очень плохого качества	—	1°05'	1°20'	3°30'
	<b>Грунтовая дорога:</b>			
среднего качества	20	1°35'	1°20'	1°10'
	40	1°50'	1°00'	—
плохого качества	20	2°55'	1°55'	1°00'
	40	3°10'	1°55'	—
очень плохого качества	—	3°45'	3°15'	2°55'
	<b>Кювет</b>	—	13°00'	7°50'

Результаты измерения углов закручивания рам автомобилей ЗИЛ-150, ГАЗ-51 и МАЗ-200 приведены в табл. 8. Наибольшие углы закручивания рам наблюдаются при переезде через кювет; в этом случае в момент наибольшего перекоса рамы происходит отрыв переднего колеса от дороги. Углы закручивания в этих условиях можно считать предельными. При движении по дорогам с разбитым дорожным полотном углы закручивания рамы достигают 3—4°. Такие углы закручивания можно считать средними возможными в нормальных условиях эксплуатации грузовых автомобилей. При работе грузовых автомобилей в условиях бездорожья угол закручивания рамы располагается между двумя указанными выше пределами.

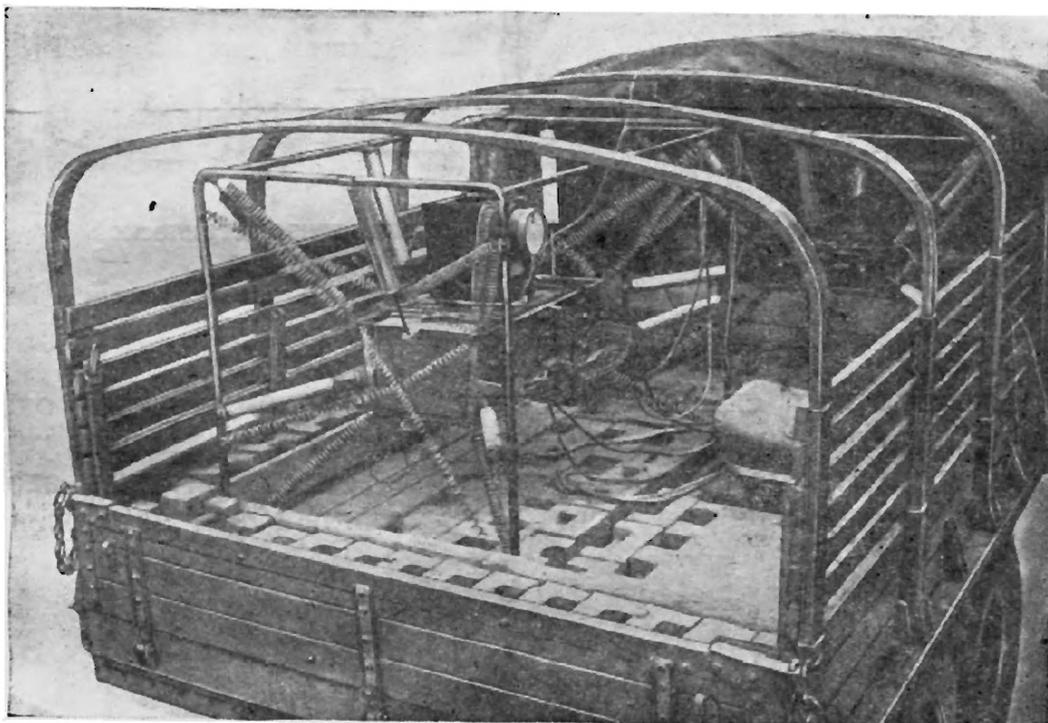
Приведенные экспериментальные значения усилий в рессорах и углов закручивания рам в дорожных условиях дают необходимую основу для оценки нагрузочных режимов рам грузовых автомобилей. Однако нагрузочные режимы рам нуждаются в дальнейшем экспериментальном изучении. Необходимо не только накопление экспериментальных данных о нагрузочных режимах, но и более детальное обследование влияния на величину нагрузок различных факторов, таких как величина полезной нагрузки в кузове, жесткость рессор и т. п.

Выше было отмечено наличие прямой зависимости между величиной усилий в рессорах и ускорениями подрессоренной массы. Очевидно, что при изучении нагрузочных режимов было бы весьма полезно наряду с измерением усилий в рессорах в соответствующих точках регистрировать также ускорения подрессоренной массы.

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В РАМАХ В ДОРОЖНЫХ УСЛОВИЯХ

Для изучения нагрузочных режимов рам большое значение имеют экспериментальные данные по действительным напряжениям, возникающим в рамах грузовых автомобилей при движении в дорожных условиях. Эти данные позволяют выявить действительные запасы прочности автомобильных рам.

Дорожно-тензометрические испытания рам имеют и самостоятельное значение в качестве испытаний, обеспечивающих доста-

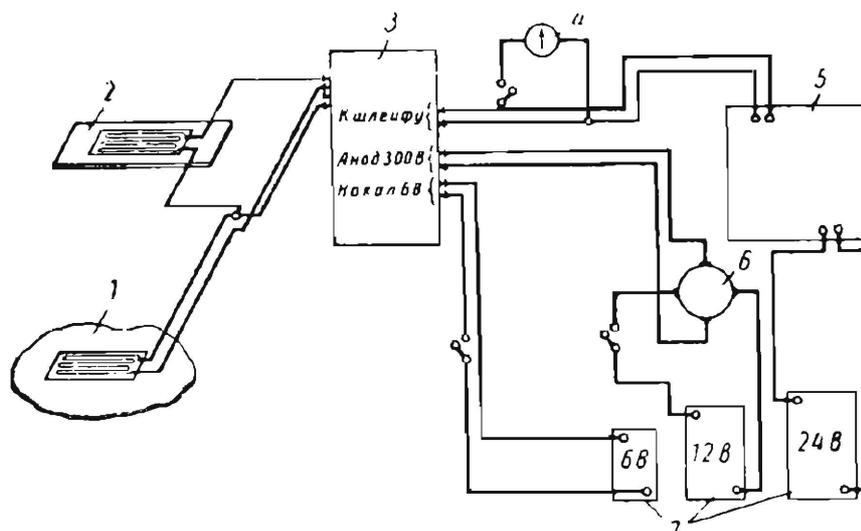


Фиг. 9. Первый вариант дорожной тензометрической установки НАМИ.

точно полную и объективную оценку прочности автомобильных рам. Тензометрическая установка для дорожных испытаний состоит из усилителя, шлейфового осциллографа и блоков питания усилителя и осциллографа. В зависимости от способа установки аппаратуры на автомобиле возможен ряд вариантов оформления тензометрических установок. При этом в случае установки аппаратуры в кузове грузового автомобиля приходится принимать меры, предохраняющие аппаратуру от воздействия колебаний и вибраций.

Первый вариант дорожной тензометрической установки, применявшийся в НАМИ, состоял из шестиканального усилителя и восьмишлейфового осциллографа МПО-2. Установка монтировалась на платформе автомобиля, причем усилитель и осциллограф подвешивались отдельно на металлических каркасах с помощью пружин и пневматических амортизаторов (фиг. 9). Сравнительно мягкие пружины способствовали поглощению опасных для аппа-

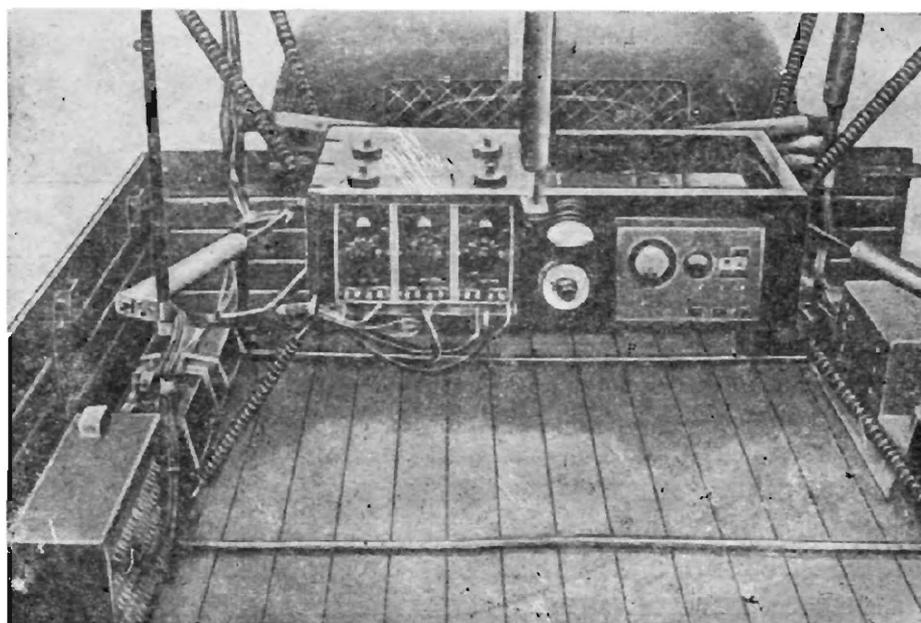
ратуры колебаний и вибраций платформы, а амортизаторы обеспечивали быстрое гашение колебаний аппаратуры на пружинах.



Фиг. 10. Принципиальная схема дорожной тензометрической установки:

1 — активный датчик; 2 — компенсационный датчик; 3 — усилитель шести каналов; 4 — миллиамперметр; 5 — осциллограф МПО-2; 6 — унформер; 7 — аккумуляторные батареи.

Принципиальная схема установки, составленная для одного канала усилителя, показана на фиг. 10; на схеме показаны усилитель, осциллограф и блоки питания; в блоки питания входит также унформер, преобразующий постоянный ток напряжением



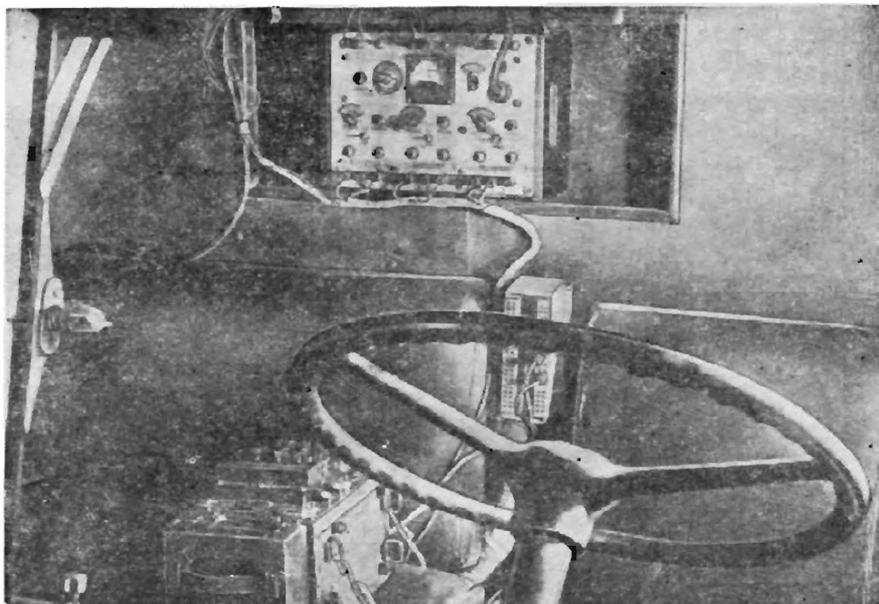
Фиг. 11. Второй вариант дорожной тензометрической установки НАМИ.

12 в в постоянный ток напряжением 300 в для анодного питания усилителя.

В дальнейшем, в связи с применением трехканального усилителя вместо шестиканального, удалось уменьшить размеры аппаратуры и разместить осциллограф и усилитель в одном общем

блоке. Общий вид второго варианта дорожно-тензометрической установки показан на фиг. 11.

Не только в НАМИ, но и в других организациях, начавших работу с весьма громоздкими установками, наблюдается стремление к созданию более мобильных тензометрических установок. В 1955 г. в НАМИ создана малогабаритная тензометрическая установка, которая легко размещается в кабине грузового автомобиля рядом с экспериментатором (фиг. 12). Аппаратура состоит из малогабаритного трехканального усилителя на пальчиковых лампах прямого накала и малогабаритного четырехшлейфового осциллографа К-4-21.

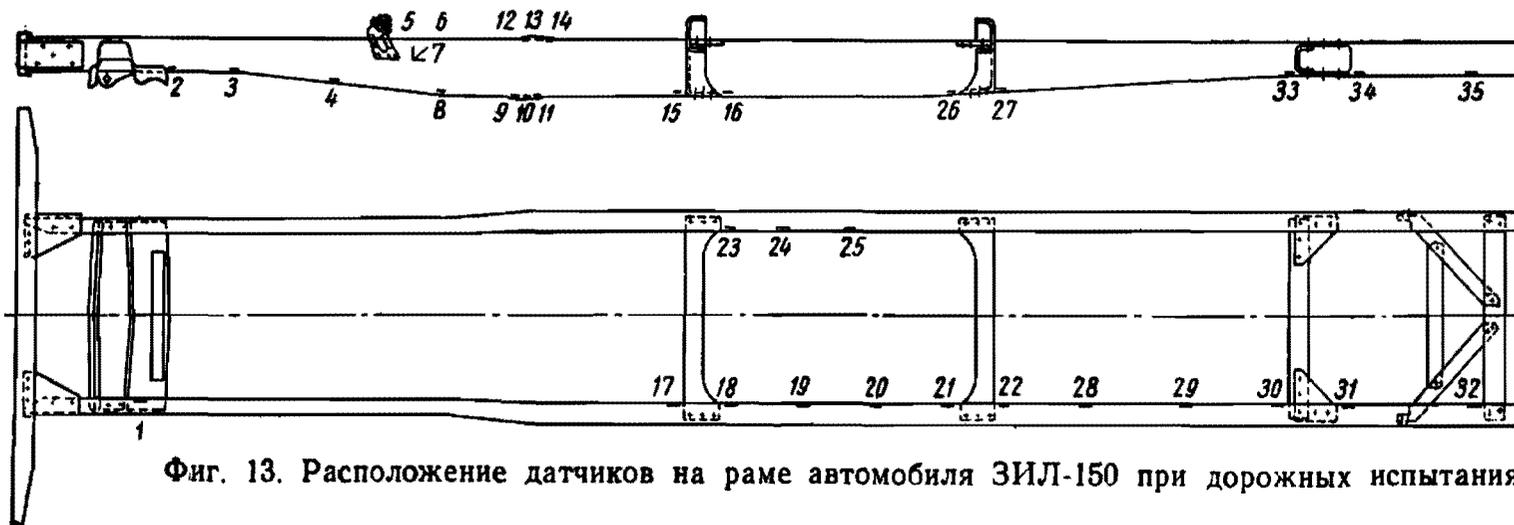


Фиг. 12. Размещение малогабаритной тензометрической аппаратуры в кабине грузового автомобиля.

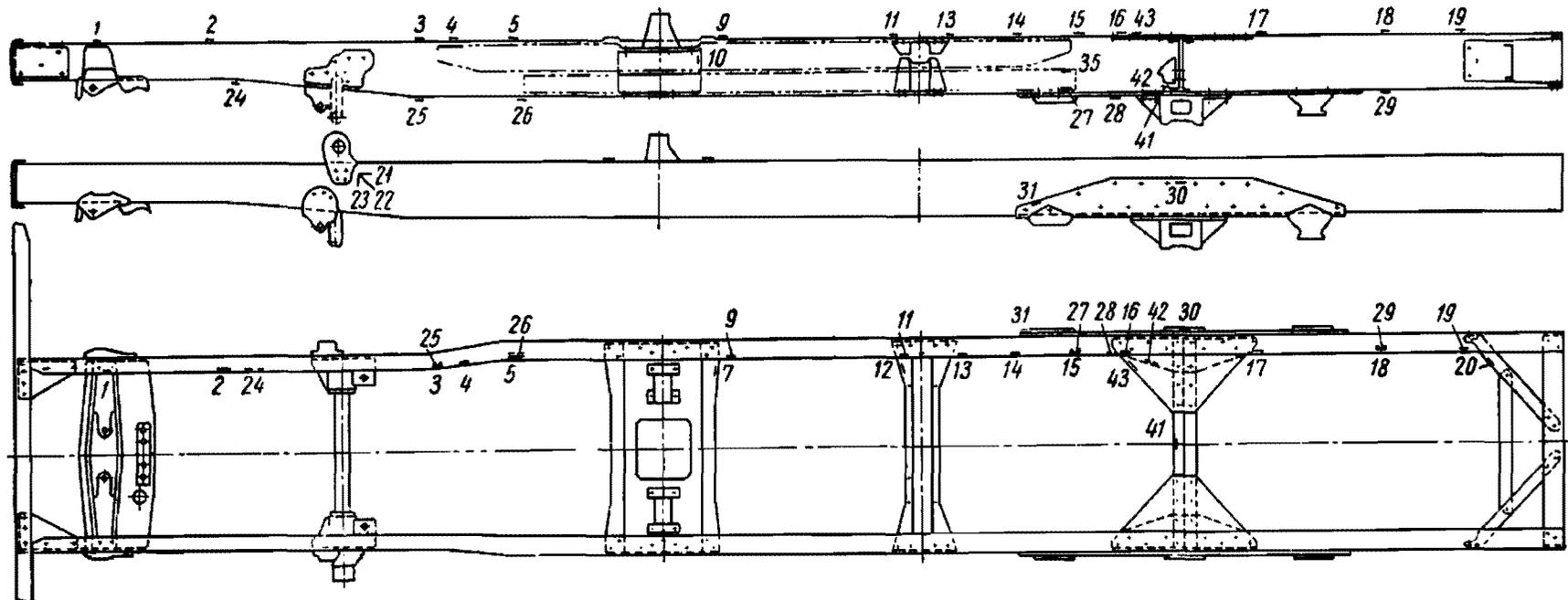
Усилитель построен бюро приборов НАМИ. Вследствие применения пальчиковых ламп прямого накала значительно снизилось потребление тока усилителем на питание анода и накала, что облегчило питание аппаратуры в дорожных условиях.

Усилитель закреплен на задней стенке кабины (в проеме заднего окна); осциллограф установлен на сиденье рядом с экспериментатором и не нуждается в специальной упругой подвеске, так как подушка сиденья в достаточной мере защищает его от колебаний и вибраций.

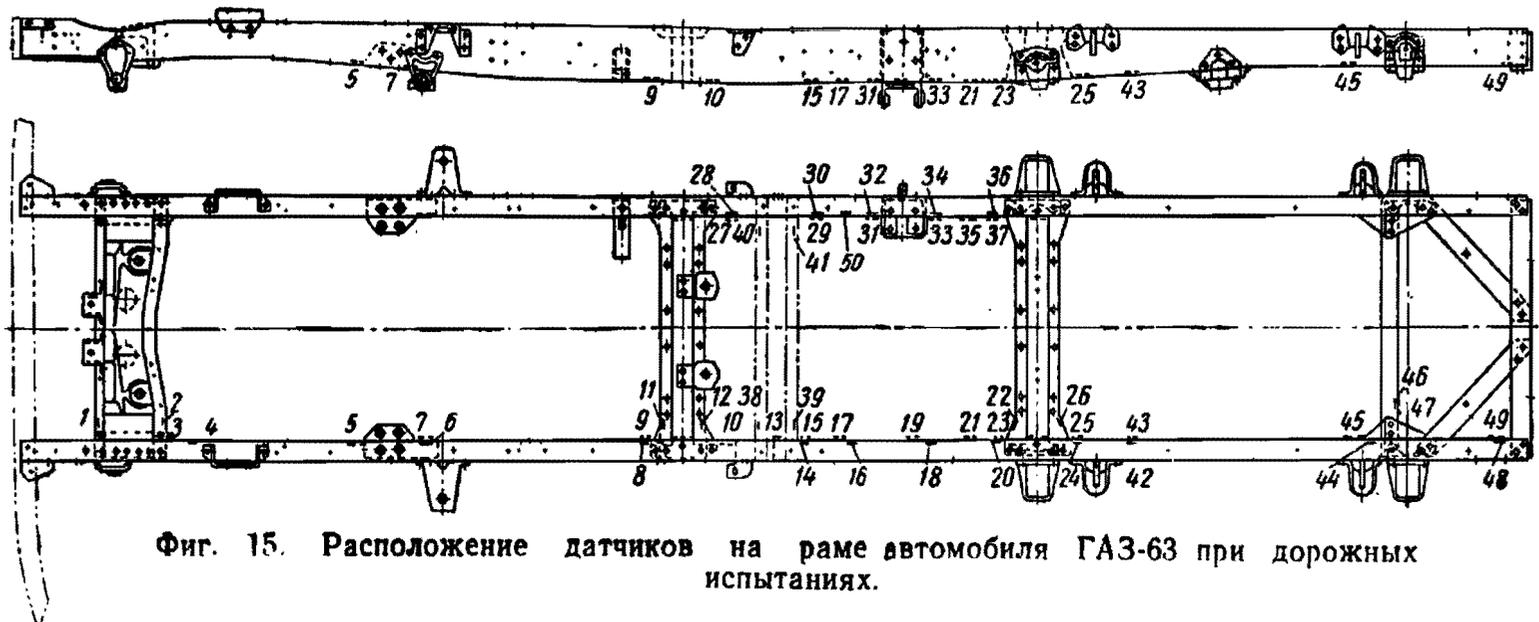
Для определения действительных напряжений, возникающих в рамах грузовых автомобилей при движении в дорожных условиях, проводились дорожно-тензометрические испытания рам грузовых автомобилей ЗИЛ-150, ГАЗ-63, ЗИЛ-151, МАЗ-200 на участках булыжного шоссе, грунтовой дороге и при переезде через глубокий кювет. Участки булыжного шоссе и грунтовой дороги были выбраны нескольких типов с различной степенью неровности дорожного полотна, в том числе проводились испытания на участках с таким состоянием дорожного покрытия, которое существенно ограничивало скорость движения автомобилей. Сводные резуль-



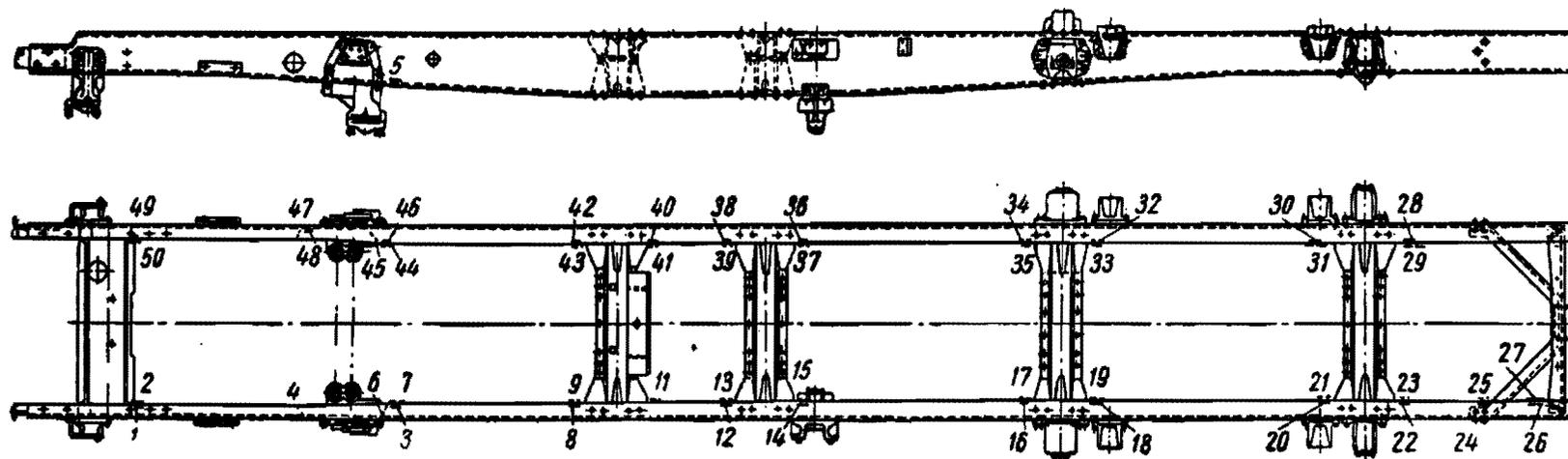
Фиг. 13. Расположение датчиков на раме автомобиля ЗИЛ-150 при дорожных испытаниях.



Фиг. 14. Расположение датчиков на раме автомобиля ЗИЛ-151 при дорожных испытаниях.



Фиг. 15. Расположение датчиков на раме автомобиля ГАЗ-63 при дорожных испытаниях.



Фиг. 16. Расположение датчиков на раме автомобиля МАЗ-200 при дорожных испытаниях.

Таблица 9

Напряжения в кг/см<sup>2</sup> в раме автомобиля ЗИЛ-150, полученные при дорожных испытаниях в различных условиях (фиг. 13)

№ датчика	Бульварное шоссе						Кювет	Грунтовая дорога	
	Среднего качества				Плохого качества				
	30 км/час		50 км/час		10—15 км/час		—	—	
	—	+	—	+	—	+			
1	340	240	350	290	320	430	+950	—	—
2	175	260	200	230	1160	740	—4370	340	1650
3	420	1370	300	220	300	900	—1800	420	510
4	490	1260	750	300	630	600	—1980	280	660
5	—	130	—	70	360	480	+80	—	250
6	1000	—	560	—	320	100	+780	1280	—
7	220	—	180	—	130	160	+930	410	—
8	250	830	180	820	180	120	—1040	430	1000
9	150	210	320	320	200	250	—320	820	1270
10	1080	1080	1350	1200	600	800	—850	310	590
11	1070	1220	960	960	1470	260	—1430	470	660
12	640	280	750	670	800	700	—1470	1220	950
13	1500	1080	1400	1000	800	1400	—3430	2200	1400
14	450	910	500	730	1110	670	—1550	1880	750
15	560	390	430	320	1000	1300	+820	2000	1320
16	870	930	1060	720	500	810	—1930	1120	740
17	650	600	950	680	1090	760	+2140	950	600
18	410	320	370	260	500	800	—1100	1050	420
19	540	220	980	530	950	570	—2380	1170	650
20	470	530	930	1130	800	440	—1300	—	—
21	280	0	280	0	0	0	—160	—	—
22	1100	1230	950	1430	670	1500	—720	—	—
23	280	1400	280	1400	950	2320	+950	—	—
24	650	480	630	630	950	600	+870	—	—
25	1500	1100	1000	1470	1400	1150	+3580	1400	1700
26	550	700	790	230	780	330	+1900	1380	960
27	920	390	1300	920	1070	690	+1300	1670	780
28	1930	930	1930	790	1000	880	+1380	1380	930
29	550	750	400	580	450	900	—2670	1220	770
30	560	1000	860	910	510	430	—330	830	380
31	500	740	340	510	640	760	+1700	950	1100
32	230	110	200	110	420	530	—1360	260	530
33	550	900	800	720	1000	510	+420	830	1370
34	920	320	860	340	530	420	—1000	500	300
35	100	120	80	150	510	430	+800	340	390

Таблица 10

Напряжения в  $\text{кг/см}^2$  в раме автомобиля ЗИЛ-151  
в дорожно-эксплуатационных условиях (фиг. 14)

№ датчика	Бульжное шоссе						Грунтовая дорога								Кювет	
	Плохого качества				Очень плохого качества		С симметричными выбоинами				С выбоинами в шахматном порядке					
	20 км/час		30 км/час		10-12 км/час		15 км/час		25 км/час		15 км/час		25 км/час		-	+
	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+		
1	—	—	—	—	860	640	820	860	460	670	450	730	620	580	710	—
2	1070	—	—	—	1650	260	310	1540	3850	1080	—	—	—	—	560	410
3	1550	1600	1680	1400	670	670	2630	1460	—	1020	1870	1570	1720	1230	1600	1600
4	2400	1500	4100	2430	720	1180	5100	1900	350	760	2120	1930	2730	1570	1650	4100
5	—	670	910	1040	1500	1050	1300	4500	600	600	1710	1540	770	1060	1480	2700
7	430	840	310	550	450	560	1830	1030	1420	510	690	520	720	290	2160	—
9	1150	530	1230	460	840	780	1930	1260	230	750	1400	650	1360	930	520	620
10	990	1580	970	1040	850	1130	790	700	1840	880	1150	1700	850	950	2460	3770
11	920	940	1400	1230	970	1050	1490	950	1500	790	1030	1090	950	1090	1520	2420
12	410	410	390	330	320	260	—	290	510	590	240	710	460	450	1090	760
13	1330	760	1920	910	940	760	890	510	710	570	1110	600	1280	730	2300	—
14	830	930	410	550	800	1020	760	960	1190	1190	1190	660	760	600	520	680
15	860	1720	1290	1670	2240	2610	1060	1390	510	1550	1720	1480	1380	1560	1290	2500
16	1260	1850	510	2160	1840	2540	1850	1960	1220	1620	2700	2000	1270	1270	3360	3980
17	1000	2420	1170	2080	570	520	—	—	—	—	1530	1600	660	1390	1660	550
18	360	470	960	740	800	800	590	340	790	690	710	710	790	1090	370	1040
19	1000	1030	620	820	1140	980	—	210	560	210	1030	1260	1030	550	1040	3420
20	—	640	330	370	380	160	260	—	200	240	320	350	310	310	370	590
21	490	930	1780	800	390	420	—	—	—	—	730	750	890	1050	2770	1380
22	600	440	730	260	—	—	—	—	—	—	890	510	520	790	1010	660
23	890	540	750	730	760	690	—	—	—	—	1340	870	—	—	210	610
24	1260	450	1460	730	460	500	890	1700	940	1600	890	420	590	710	620	520
25	280	1000	360	1540	710	840	380	1530	560	1610	720	450	890	1260	1440	1680
26	970	710	590	700	700	960	840	1480	900	840	620	1000	760	1000	210	390
27	—	—	—	—	240	280	350	270	380	350	300	440	250	360	870	520
28	890	1320	1270	1170	1440	1270	470	1400	1670	860	1060	1840	1310	1020	5800	2330
29	960	570	1150	870	1080	960	410	310	830	310	700	420	570	780	650	900
30	260	260	210	290	510	220	680	360	130	630	—	540	320	430	—	830
31	—	1200	2400	2020	—	—	1060	650	830	650	—	—	—	—	270	—
35	440	1070	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	480
41	1320	2100	960	2280	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1260	1150
42	720	1100	280	1730	640	1290	820	870	660	440	1770	2160	920	1220	4280	2050
43	660	660	—	—	560	520	400	1140	400	1280	970	810	600	860	1270	1120

Напряжения в кг/см<sup>2</sup> в раме автомобиля ГАЗ-63, полученные при дорожных испытаниях (фиг. 15)

№ датчика	Булыжное шоссе										Грунтовая дорога										Кювет	
	Среднего качества				Плохого качества				Очень плохого качества		Среднего качества				Плохого качества				Очень плохого качества			
	30 км/час		50 км/час		30 км/час		50 км/час		10-15 км/час		20 км/час		40 км/час		20 км/час		40 км/час		10-15 км/час			
	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+
1	330	110	220	190	740	1170	550	800	740	330	120	290	970	350	700	1590	880	1830	2890	2070	2430	2680
2	120	450	330	160	530	590	700	530	420	640	500	720	650	790	940	940	760	1110	960	1690	3000	1440
3	360	210	410	310	430	530	330	490	710	970	220	160	310	650	540	450	820	540	1040	2150	2180	710
4	240	100	540	170	650	580	380	830	1140	410	310	440	950	60	520	820	940	80	830	580	340	1300
5	320	490	530	450	530	530	1000	560	660	1130	400	540	670	540	820	1430	1170	1220	780	980	990	940
6	170	350	350	290	630	410	950	650	1400	590	390	300	430	580	1400	820	1400	1090	190	1460	420	1930
7	910	370	910	500	840	1030	820	1000	910	940	40	1560	1250	1250	1760	3200	2640	1540	3040	1640	8000	3080
8	170	370	720	470	390	350	540	360	860	1020	310	990	620	700	—	—	—	—	780	780	910	100
9	440	170	350	380	440	490	410	440	860	620	490	240	530	330	760	350	820	930	580	1920	750	850
10	430	510	720	650	410	940	770	1460	700	550	470	470	620	840	590	590	940	880	700	700	1000	2900
11	80	530	190	110	190	380	340	280	330	610	0	290	40	330	180	550	470	530	440	440	650	180
12	240	120	160	120	320	290	290	190	1000	290	510	70	470	290	540	410	680	410	1180	730	1600	2270
13	410	530	720	530	1000	970	1170	900	970	570	530	550	1140	620	570	570	780	1610	220	220	730	200
14	800	720	800	94	1700	680	1200	1370	1110	1320	1010	530	1140	1270	1170	820	1050	1630	2400	1230	460	2000
15	440	320	320	380	710	1320	750	1190	980	1210	320	320	1410	940	590	940	1410	1410	390	880	600	570
16	650	650	850	670	1100	430	1230	640	1520	1370	1000	390	1560	620	1500	1770	950	1770	2140	940	2940	2470
17	640	640	670	600	640	640	720	830	780	990	570	360	910	1020	990	780	1510	1090	580	1560	710	250
18	460	620	580	710	900	700	570	900	1170	940	660	600	820	910	990	760	1220	1350	700	530	1000	290
19	370	500	810	690	490	690	550	530	1230	910	510	190	980	620	820	820	1220	950	1110	1300	1690	1410
20	510	510	770	1280	450	780	530	400	820	1100	400	940	800	1940	1110	1000	1740	1450	200	100	2600	2350

21	340	240	340	340	230	340	670	200	740	940	470	370	470	940	940	680	1350	620	880	1370	1370	1150
22	300	370	840	640	850	1820	1870	820	1410	990	550	1100	780	1250	950	1200	1260	1410	590	1640	2050	1120
23	300	170	240	300	020	220	930	610	650	780	410	410	410	540	890	1040	940	1510	2860	3500	2450	5500
24	600	600	770	1110	570	740	550	740	1110	1710	450	700	1280	1630	1750	710	1630	1150	940	940	950	1530
25	450	280	530	100	650	500	1080	350	1740	800	430	470	900	720	490	820	950	1020	410	730	1220	1220
26	950	640	900	730	600	640	940	980	860	1100	900	510	510	810	950	1140	1310	1310	2150	1270	540	1760
27	450	410	550	410	840	680	500	860	700	910	390	500	660	720	760	1060	1180	530	550	700	0	220
28	250	530	270	870	700	640	230	940	750	990	310	620	470	940	470	620	940	620	590	240	0	0
29	210	470	470	300	570	800	100	910	820	490	540	410	580	510	660	1280	1150	940	1130	750	3520	2800
30	540	120	680	880	1000	620	1560	720	740	1410	410	1040	590	1220	1260	970	1350	1160	1880	1880	2400	2560
31	580	510	800	940	580	1090	910	910	1200	1450	570	410	730	730	820	1040	1330	950	1340	1140	2450	1040
32	420	660	820	000	1630	970	970	1100	1280	1780	—	—	—	—	1290	1000	2290	780	1250	1550	880	2160
33	270	250	410	680	410	870	950	900	430	1410	410	240	490	1020	850	1140	680	1300	1650	830	2560	950
34	600	770	850	1300	700	590	780	780	1210	1360	550	700	620	860	1140	680	1030	820	880	1630	1140	1400
35	1280	1110	1530	1110	270	980	980	1390	1630	3100	1770	160	300	1880	3250	1080	2710	2150	1800	2790	7050	6120
36	270	250	410	850	380	200	530	530	4080	2720	410	540	510	1270	850	670	760	760	500	1710	1140	1640
37	420	300	710	510	240	1370	200	670	1220	1690	910	80	1260	760	150	1480	120	1210	—	—	5400	2080
38	60	170	60	200	60	570	120	820	940	1090	140	140	120	190	280	120	520	320	370	370	270	750
39	170	120	300	80	120	330	350	640	510	510	0	240	240	80	240	260	290	410	190	380	250	330
40	220	900	370	250	230	320	350	350	470	820	80	180	290	250	430	150	350	420	370	370	380	430
41	130	200	200	170	180	250	180	410	470	260	120	100	360	120	240	210	370	190	410	210	410	190
42	340	200	540	1020	590	280	590	640	850	1120	220	410	770	1220	990	750	1140	1300	1570	460	1760	1410
43	290	510	1230	580	630	850	1310	500	1260	940	550	590	1090	700	770	900	1100	1420	1170	1270	510	2320
44	240	290	330	120	390	1040	560	550	150	840	290	470	1520	940	1470	960	180	1350	1300	1850	2900	2850
45	340	300	260	340	220	350	310	450	470	1130	0	0	820	560	900	650	1020	530	1050	1170	590	210
46	240	170	170	200	500	440	180	410	1620	1080	320	420	330	950	1140	490	1590	330	940	460	1500	5000
47	230	270	380	430	450	620	280	850	1360	1650	60	400	90	610	2040	940	1170	1630	2230	1390	380	1440
48	80	80	210	80	80	110	190	500	420	720	180	100	270	90	210	420	210	420	570	720	590	590
49	660	550	830	830	600	680	750	1040	1080	1080	190	330	850	1170	920	1530	810	1530	830	1390	2500	2400
50	280	660	850	560	1410	1350	910	1810	1770	110	500	1030	850	160	1360	120	1950	670	1560	1850	500	1320

Таблица 12

**Определение влияния запасного колеса и бензобака на напряжения в раме автомобиля ГАЗ-63 при дорожных испытаниях (фиг. 15)**

№ датчика	Грунтовая дорога плохого качества								Грунтовая дорога среднего качества							
	Автомобиль с баком и колесом				Автомобиль без бака и колеса				Автомобиль с баком и колесом				Автомобиль без бака и колеса			
	20 км/час		40 км/час		20 км/час		40 км/час		20 км/час		40 км/час		20 км/час		40 км/час	
	+	-	+	-	+	-	±	-	+	-	+	-	+	-	+	-
10	470	700	1290	1180	1880	1520	940	1880	170	430	590	820	600	340	810	700
13	620	840	840	1880	780	1090	470	1170	580	800	1080	870	230	750	890	650
14	1360	1720	1540	2000	1220	1060	1300	1060	750	570	700	700	820	480	1020	890
15	940	700	1290	940	1410	350	1170	1990	620	650	1010	940	370	560	1220	1040
16	1200	1410	1610	1720	260	1540	680	1710	1160	330	1160	880	560	700	1020	1280
17	900	570	1300	740	1060	490	1220	1060	580	580	930	640	370	300	590	890
18	710	1020	1640	970	280	660	1310	1130	70	380	380	660	210	300	1020	1020
19	760	880	2260	1230	520	610	1410	1080	570	260	730	620	470	210	1060	470
20	1270	1000	1810	1540	1220	650	1390	650	310	820	820	820	520	420	1560	1040
21	1060	820	1410	700	850	660	1220	560	550	150	940	1090	240	470	370	820
22	1350	2300	2050	1100	1030	1840	1360	1190	750	750	850	1130	680	850	940	940
23	1480	770	1990	970	1400	860	1720	930	490	280	800	660	700	470	820	590
27	840	1350	1150	940	850	1030	1130	660	380	380	690	880	310	470	620	620
28	1050	840	1250	840	730	380	1240	730	380	380	680	680	430	240	820	700
29	680	1310	950	1140	730	1180	820	1000	450	330	780	530	200	550	590	550
30	1810	2540	2820	1140	1990	1040	2180	1150	860	940	1100	1170	730	570	780	780
31	1300	890	1090	1410	680	1450	770	1320	510	760	850	940	510	470	640	560
32	1040	1310	1950	950	1060	530	1430	450	610	650	860	1140	670	450	820	630
33	790	990	790	890	840	1300	780	780	240	470	530	940	450	500	640	690
34	890	480	890	610	1100	290	1160	450	430	700	1100	1100	310	470	700	1090
35	2230	2780	1960	2640	450	750	340	710	750	1070	1180	1850	1230	530	1410	1410
36	1150	1410	800	1410	1110	440	1370	1510	340	430	940	1200	390	240	860	860
37	1010	600	1410	1340	1130	1310	940	1310	660	560	930	940	400	530	270	940
38	310	190	880	560	250	190	410	630	160	120	240	200	150	110	180	220
39	—	—	—	—	220	330	500	550	80	260	430	820	150	150	210	310
40	320	280	390	330	240	240	380	420	170	170	260	340	100	260	310	310
41	110	250	270	300	140	140	350	380	150	70	290	150	200	—	30	100
50	1650	550	1880	780	1510	1200	1640	1220	820	720	1140	1220	600	820	900	980

таты испытаний помещены на фиг. 13—16 и в табл. 9—13. Знак «+» в таблицах соответствует напряжениям растяжения, а знак «—» сжатия.

Проведенные испытания позволили выявить чрезмерно напряженные участки рам, подверженные поломкам в эксплуатации.

В раме ЗИЛ-150 (фиг. 13) большие напряжения наблюдались в зоне технологического гофра на верхних полках лонжеронов (датчики 12, 13, 14). При испытаниях на булыжном шоссе среднего качества напряжения в этой зоне достигают 1400—1500 кг/см<sup>2</sup>; при испытаниях на булыжном шоссе и грунтовой дороге плохого качества напряжения повышаются до 1900—2200 кг/см<sup>2</sup>. На полках лонжеронов в зоне второй поперечины (датчики 15, 16, 17, 18, 23) напряжения при езде по булыжному шоссе среднего качества на левом лонжероне достигают 600—1000 кг/см<sup>2</sup>, а на правом лонжероне 1400 кг/см<sup>2</sup>. При плохих дорожных условиях на левом лонжероне напряжения повышаются до 2000 кг/см<sup>2</sup>, а на правом лонжероне до 2300 кг/см<sup>2</sup>; разница в напряжениях на левом и правом лонжеронах объясняется, по-видимому, влиянием запасного колеса, укрепленного на правом лонжероне. На полках лонжеронов за четвертой поперечиной, особенно вблизи кронштейнов подпрессорника (датчики 21, 22, 26, 27, 28), напряжения при плохих дорожных условиях достигают 1500—1900 кг/см<sup>2</sup>.

В раме ЗИЛ-151 (фиг. 14) большие напряжения наблюдались на участке лонжерона у переднего конца внутреннего усилителя (датчики 3, 4, 5). При плохих дорожных условиях напряжения в этой зоне достигают 2100—2700 кг/см<sup>2</sup>. В зоне четвертой поперечины в верхней полке вблизи косынки (датчики 15, 16, 17) напряжения на всех дорожных участках достигают 2000—2700 кг/см<sup>2</sup>; в наружном усилителе лонжерона (датчики 28, 31, 42) напряжения в ряде вариантов испытаний превышают 2000 кг/см<sup>2</sup>; напряжения в самой поперечине (датчик 41) достигают 2300 кг/см<sup>2</sup>. В подставах второй поперечины (датчик 10) напряжения достигают 1500—2500 кг/см<sup>2</sup>. В стенке лонжерона у кронштейна рулевой колонки (датчики 21, 22, 23) напряжения доходят до 1800 кг/см<sup>2</sup>.

В раме ГАЗ-63 (фиг. 15) большие напряжения наблюдаются на участках лонжеронов между третьей и четвертой поперечинами. На этом участке на правом лонжероне (датчики 29—37 и 50) напряжения на дорожных участках среднего качества достигают 1000—1300 кг/см<sup>2</sup>, а на тяжелых дорожных участках наблюдаются напряжения около 1500—1700 кг/см<sup>2</sup>. Отдельно следует отметить датчик 35, расположенный в месте изменения сечения лонжерона, где имелся заметный гофр; напряжения в этой точке очень велики и в ряде случаев достигают предела текучести материала<sup>1</sup>. На

---

<sup>1</sup> При достижении предела текучести датчик регистрирует дальнейшую деформацию металла, пропорциональность между деформацией и напряжением нарушается. Это следует учитывать во всех случаях, когда цифры в таблицах превышают предел текучести.

Напряжения в кг/см<sup>2</sup> раме автомобиля МАЗ-200, полученные при дорожных испытаниях (фиг. 16)

№ датчика	Бульжное шоссе									Грунтовая дорога				Кювет		
	Среднего качества				Плохого качества				Очень плохого качества		Плохого качества		Очень плохого качества			
	20 км/час		40 км/час		20 км/час		40 км/час		Скорость допустимая		15 км/час		Скорость допустимая			
	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-
1	1090	450	550	650	690	570	810	1190	1030	1610	1140	1300	1760	1900	1390	2000
2	480	330	510	130	570	570	860	1050	640	1070	1120	640	1550	950	1070	1400
3	310	1050	190	750	380	900	920	1050	720	1450	940	1270	520	1380	960	480
4	760	400	680	550	360	720	410	460	500	1670	1140	1430	1380	870	800	1200
5	630	180	470	340	410	570	550	860	1310	190	920	600	290	1510	1060	810
6	1080	450	420	450	770	670	510	770	360	1710	1200	1520	2340	910	1920	3200
7	1060	670	820	640	1370	1120	490	980	640	2290	1480	1740	1840	1280	2970	2970
8	560	670	280	610	910	850	1940	1210	1130	4600	1090	3000	1460	2700	1830	270
9	970	1360	1240	1090	760	1300	1030	1030	1850	770	1000	1400	3530	1300	2100	2400
11	430	850	480	550	640	830	490	830	370	1040	590	1040	1350	1120	1780	2140
12	180	620	150	650	970	670	1230	570	1130	2440	970	2490	900	2220	2500	2140
13	370	660	200	690	540	700	540	1850	2200	1000	2290	1070	1030	1510	2330	2830
14	330	900	220	1020	1120	680	1220	590	460	2770	1050	1810	840	1580	800	480
15	520	710	240	670	1080	460	1320	1770	1360	820	470	1100	490	1190	1360	1640
16	810	160	580	110	600	950	880	1240	600	1800	1160	1280	1030	1810	1580	1750
17	750	340	690	0	2160	1110	2900	2370	2640	1090	1500	1380	780	1810	2130	2780
18	600	430	370	400	680	970	1460	1030	1550	910	980	1080	1370	740	780	840
19	860	890	680	610	210	370	300	740	2480	1680	720	870	520	740	640	960
20	1200	540	570	430	600	820	900	1050	1120	880	1610	1230	2350	1600	1040	960
21	810	190	760	640	680	630	970	1430	2910	670	1090	1090	2400	1940	3500	2840

22	480	600	480	260	950	1260	900	1050	1080	500	740	790	340	680	790	520
23	260	430	140	170	630	540	—	540	90	1480	430	850	740	680	1220	1110
24	80	80	120	0	320	790	610	760	240	1200	230	800	1190	870	550	1000
25	230	280	230	290	320	370	840	420	1420	14.0	870	100	490	1380	1140	1500
26	150	260	150	260	390	460	370	370	330	500	240	580	260	470	550	550
27	150	190	190	0	230	220	250	80	950	2380	1230	330	310	560	1140	570
28	190	350	150	420	530	630	320	680	1740	1390	1260	1030	740	1370	520	1190
29	380	90	330	190	270	700	330	860	200	200	710	570	540	700	1460	910
30	400	650	550	300	710	9.0	970	780	1180	360	810	1480	1290	1180	600	900
31	1000	1440	450	1770	13.0	1030	1450	1210	1220	440	900	660	1510	1840	2930	2860
32	240	480	670	670	630	610	950	1140	1100	730	370	210	1150	550	690	690
33	950	250	860	140	890	840	1260	1420	760	2570	880	2000	1240	1190	760	1760
34	290	930	1360	1140	500	720	560	2290	750	1330	—	—	1140	680	2000	1360
35	820	700	800	600	1050	1160	1260	1030	920	1700	820	80	2530	2100	3860	4750
36	1120	1050	1390	680	1080	1030	1100	1050	1680	1120	1120	720	900	1500	1240	1450
37	1050	640	850	730	770	790	1050	1200	1200	1700	830	660	530	530	1720	350
38	1130	1030	1130	340	1150	800	1300	1000	2520	740	1750	1400	2970	1940	2560	2240
39	1100	1000	370	740	1200	1600	1430	1830	800	1600	870	2600	2520	1370	2780	4000
40	680	730	180	270	580	530	790	530	320	880	570	760	430	920	570	2170
41	1190	6.0	680	210	530	740	710	1310	1940	810	980	500	1440	890	2730	970
42	690	890	740	890	1000	610	1030	740	2000	1030	850	650	3170	2350	2850	2090
43	1700	1110	740	740	980	1270	2420	2050	690	960	1050	1520	2310	1310	1260	2400
44	680	340	860	740	520	520	420	840	1550	740	770	1120	1110	2210	1870	2500
45	550	1590	550	760	610	730	490	730	1700	740	960	1280	1400	2000	2070	1930
46	930	1280	1000	110	530	630	630	740	700	1130	800	1030	800	1200	1000	1000
47	600	2250	1850	300	800	650	750	950	1580	1000	1330	920	920	1840	1530	1400
48	400	1090	450	370	690	470	340	530	1000	750	650	770	1000	1450	840	1360
49	1910	1830	330	250	640	510	1120	460	170	750	420	900	770	1430	100	740
50	790	660	790	690	1480	1310	1940	1140	1480	700	900	930	1000	2340	1550	190

левом лонжероне (датчики 14—23) напряжения на участках среднего качества достигают 800—1300 кг/см<sup>2</sup>, а на тяжелых дорожных участках 1500—1800 кг/см<sup>2</sup>. На участке лонжерона между четвертой и пятой поперечинами вблизи поперечины и кронштейнов подпрессорника (датчики 24, 25, 42—45) наблюдаются сравнительно высокие напряжения, достигающие на участках среднего качества 1000—1500 кг/см<sup>2</sup>, а на тяжелых участках 1500—1800 кг/см<sup>2</sup>. На участке лонжерона в зоне расположения заднего кронштейна передней рессоры (датчики 6, 7) напряжения при тяжелых дорожных условиях превышают 1800 кг/см<sup>2</sup>. В первой поперечине, особенно на переднем крае (датчик 1), напряжения при тяжелых дорожных условиях превышают 1800—2000 кг/см<sup>2</sup>.

Специально проверялось также влияние запасного колеса и бензобака на напряжения в лонжеронах. Результаты испытаний, приведенные в табл. 12, показывают, что на правом лонжероне (датчики 29—37 и 50) напряжения при отсутствии запасного колеса снижаются; при скорости 20 км/час снижение составляет 10—30%, а при скорости 40 км/час напряжения понижаются больше (15—50%). На левом лонжероне в зоне крепления бензобака напряжения увеличиваются в значительно меньшей степени, так как точки крепления бензобака расположены ближе к поперечинам.

По раме МАЗ-200 большие напряжения наблюдаются на участках лонжеронов вблизи задних кронштейнов передних рессор, а также вблизи мест крепления поперечин. Вблизи задних кронштейнов передних рессор в лонжеронах имеются вырезы. Большие напряжения наблюдаются у краев этих вырезов (датчики 6, 45, 47) и у заклепок, крепящих кронштейны к нижним полкам (датчики 7, 44). На этих участках напряжения на средних дорожных участках составляют 1100—1600 кг/см<sup>2</sup>, а на плохих дорожных участках повышаются до 1400—2200 кг/см<sup>2</sup>.

При средних дорожных условиях напряжения в лонжеронах вблизи мест крепления поперечин достигают 1000—1500 кг/см<sup>2</sup>, а для правого лонжерона вблизи первой, второй и пятой поперечин получены напряжения 1700—1900 кг/см<sup>2</sup> (датчики 31, 43, 49). При плохих дорожных условиях напряжения вблизи второй и четвертой поперечин повышаются до 1900—2300 кг/см<sup>2</sup> (датчики 8, 12, 13, 14, 15, 38, 39, 43).

При движении по дорогам с разбитым дорожным полотном напряжения на указанных участках в ряде случаев доходят до предела текучести.

#### РАСЧЕТНЫЕ СЛУЧАИ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Проведенное исследование нагрузок, действующих на раму, позволяет свести расчет рамы к рассмотрению трех основных случаев:

- 1) изгиб рамы статической нагрузкой;
- 2) изгиб рамы динамической нагрузкой;
- 3) кручение рамы.

Указанные три случая одновременно дают полную расчетную оценку общей прочности рамы. При этом оценка прочности рамы производится сравнением напряжений в раме с допускаемыми напряжениями, обеспечивающими прочность материала рамы. Исходными данными при определении допускаемых напряжений служат основные механические характеристики сталей для рам. В табл. 14 указаны средние значения основных механических характеристик сталей, применяемых для рам грузовых автомобилей.

Таблица 14

**Механические характеристики сталей, применяемых для лонжеронов грузовых автомобилей**

Автомобиль	Марка стали	Предел прочности в кг/мм <sup>2</sup>	Предел текучести в кг/мм <sup>2</sup>
ЗИЛ-150 . . . . .	30Т	50	36
ГАЗ-51 . . . . .	25	43	28
МАЗ-200 . . . . .	25	43	26
ЗИЛ-151 . . . . .	30Т	50	36

При оценке прочности металла следовало бы учитывать как возможность усталостных поломок, так и перегрузок, т. е. возможность приложения весьма больших нагрузок, вызывающих разрушение металла. Оценка усталостной прочности элементов рамы с учетом действительного характера изменения нагрузки во времени представляет весьма сложную задачу, в решении которой делаются лишь первые шаги. С другой стороны, опыт показывает, что если раму удовлетворительно рассчитать на возможную перегрузку, то тем самым обеспечивается и необходимая усталостная прочность.

В связи с этим оценку прочности рамы будем производить по допускаемым напряжениям, вычисленным исходя из предела текучести материала рамы.

При одноосном растяжении или сжатии допускаемое напряжение

$$R = \frac{\sigma_s}{k}, \quad (26)$$

где  $\sigma_s$  — предел текучести металла;  
 $k$  — коэффициент безопасности.

Коэффициент безопасности учитывает ряд факторов, влияющих на прочность рамы и не поддающихся учету расчетным путем (местные концентрации напряжений, качество сборки рамы, нестабильность механических свойств металла и т. п.).

Выбор величины коэффициента безопасности может быть обоснован результатами дорожных тензометрических испытаний

рам грузовых автомобилей (см. выше). Испытания рам ЗИЛ-150 и ЗИЛ-151 показывают, что в опасных сечениях рам, подверженных полкам, напряжения, как правило, превышают  $2000 \text{ кг/см}^2$ , особенно при движении по плохим дорогам. Для рамы автомобиля ГАЗ-63 указанное предельное напряжение составляет примерно  $1500\text{—}1800 \text{ кг/см}^2$ , а для рамы МАЗ-200 соответственно  $1700\text{—}2000 \text{ кг/см}^2$ . С учетом величины предела текучести (табл. 14) получаем для рам ЗИЛ-150 и ЗИЛ-151 значение  $k = 1,8$ ; для рамы ГАЗ-63 коэффициент  $k = 1,5 \div 1,7$ , а для рамы МАЗ-200 значение  $k = 1,3 + 1,5$ .

С учетом указанных выше экспериментальных данных величину коэффициента безопасности можно назначать в пределах  $1,3\text{—}1,8$ .

Способ оценки напряженного состояния в каждом из трех основных расчетных случаев будет разобран более подробно в соответствующих разделах. Ограничимся пока некоторыми общими соображениями.

Предположим, что при изгибе статической нагрузкой в детали рамы возникает напряжение  $\sigma_{cm}$ , а при изгибе динамической нагрузкой — напряжение  $\sigma_d$ . Условие прочности в этом случае может быть записано в следующем виде:

$$\sigma_{cm} + \sigma_d \leq R. \quad (27)$$

Таким образом, для оценки прочности рамы при изгибе необходимо знать статические и динамические нагрузки.

Для оценки величины напряжений изгиба статической нагрузкой применяют также способ, позволяющий приближенно учесть возможную величину динамических напряжений. Для этого условие (27) записывают в виде

$$\sigma_{cm} \leq \frac{R}{1 + k_d}, \quad (28)$$

где  $k_d$  — коэффициент запаса на динамическую нагрузку.

В соответствии с формулой (27) для  $k_d$  получаем формулу

$$k_d = \frac{\sigma_d}{\sigma_{cm}}. \quad (29)$$

Таким образом, коэффициент запаса на динамическую нагрузку является отношением нормального напряжения, вызванного динамической изгибной нагрузкой, к нормальному напряжению изгиба статической нагрузкой. Более подробный анализ этого коэффициента будет дан в последующих разделах.

При кручении у края полки лонжерона (или поперечины), где напряженное состояние одноосное (доказательство этого утверждения вытекает из закона парности касательных напряжений), будут действовать нормальные напряжения  $\sigma_k$ , которые будут складываться со статическими нормальными напряжениями. Условие прочности в этом случае имеет вид

$$\sigma_k + \sigma_{cm} \leq R. \quad (30)$$

Оценку напряжений кручения можно произвести и независимо от статических напряжений. Для этого с помощью формулы (28) условие (30) записывается в виде

$$\tau_k = \frac{R}{1 + \frac{1}{k_d}}. \quad (31)$$

Формула (31) может дать некоторый избыточный запас прочности, так как наибольшие напряжения кручения и наибольшие статические напряжения могут возникать в различных точках рамы.

В тех местах рамы, где имеется сложное напряженное состояние, характеризующееся нормальным напряжением  $\sigma$  и касательным напряжением  $\tau$ , при оценке прочности используют так называемое эквивалентное напряжение, вычисляемое на основании энергетической теории прочности по формуле

$$\sigma_9 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}. \quad (32)$$

Эквивалентное напряжение затем сравнивается с допускаемым напряжением, как указано выше, т. е.

$$\sigma_9 \leq R. \quad (33)$$

В частном случае, когда действует одно касательное напряжение, условие прочности можно также получить из формул (32) и (33). Полагая в них  $\sigma = 0$ , получим

$$\tau \leq \frac{R}{\sqrt{3}}. \quad (34)$$

Таким образом, при оценке касательных напряжений допускаемое напряжение уменьшается путем деления на  $\sqrt{3}$ .

## ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ СТЕРЖНЕВЫХ СИСТЕМ

### ВВЕДЕНИЕ

При расчете раму грузового автомобиля можно рассматривать как плоскую стержневую систему, нагруженную силами, перпендикулярными к плоскости рамы. В реальных рамах отдельные стержни могут быть изогнутыми в вертикальной и горизонтальной плоскости. Однако при расчете рам криволинейность стержней обычно не учитывается и реальная рама заменяется упрощенной расчетной схемой, в которой все стержни предполагаются прямолинейными. В этом случае отдельные стержни рамы работают на изгиб или кручение или на совместное действие изгиба и кручения в зависимости от характера приложенной нагрузки.

Расчет рам на изгиб статической нагрузкой давно применяется в практике автостроения. При наличии проверенных практикой данных по величинам допускаемых напряжений этот расчет позволяет правильно выбрать размеры сечений лонжеронов и их форму по длине. Однако при отсутствии дополнительной оценки прочности рамы при кручении расчет лонжеронов на изгиб не гарантирует надежности рамы в эксплуатации. В связи с этим разработке методов расчета автомобильных рам на кручение всегда уделялось большое внимание. Первые попытки расчета рам на кручение [15] строились на базе методов строительной механики.

В соответствии с достигнутым в то время уровнем развития методов строительной механики стержневых систем предполагалось, что отдельные стержни рамы испытывают свободное кручение, сопровождающееся действием только касательных напряжений. Однако применение зависимостей свободного кручения приводит к результатам, противоречащим накопленным в последнее время экспериментальным данным, и не дает возможности правильно объяснить некоторые особенности работы рам при кручении, наблюдаемые в условиях эксплуатации.

Из опыта эксплуатации автомобилей известно, что поломки автомобильных рам часто происходят в местах присоединения поперечин к лонжеронам; трещины в лонжеронах чаще всего возникают у края полки лонжерона. Поломки такого характера возникают в тех случаях, когда условия эксплуатации автомобиля вызывают сильное кручение рамы. При использовании зависимостей свободного кручения эти факты не получают удовлетвори-

тельного объяснения, так как в этом случае расчетные касательные и нормальные напряжения оказываются сравнительно равномерно распределенными по длине лонжеронов рамы, а касательные напряжения у края полки лонжерона получаются равными нулю. Указанные факты находят объяснение только на основе теории тонкостенных стержней, разработанной чл.-корр. АН СССР В. З. Власовым [4].

Теория тонкостенных стержней создала необходимые предпосылки для дальнейшего развития расчетов рам [3], особенно в области вагоностроения [9], [10]. Разработанная чл.-корр. АН УССР Б. Н. Горбуновым в применении к расчету рам вагонов теория служит в настоящее время основой для всех других работ в этой области. Однако разработанные в смежных отраслях техники методы расчета рамных систем на кручение отличаются значительной сложностью, и для определения неизвестных силовых факторов или деформаций требуется решение большого числа уравнений. В применении к автомобильным рамам, обладающим относительно малой жесткостью на кручение по сравнению с вагонными рамами, расчет на кручение может быть значительно упрощен, если принять возможно более простые гипотезы о характере деформации узлов рамы. Эта идея была положена в основу работ по расчету и экспериментальному исследованию автомобильных рам, начатых в НАМИ в 1952 г. [6], [7], [8]. При этом ставилась задача создания достаточно простого инженерного метода расчета рамы. Одновременно в МВТУ [1] проведены работы по расчету рамы на кручение без введения упрощающих расчет гипотез.

В зарубежной литературе первая работа по расчету и испытанию рам на кручение с учетом стесненного характера кручения опубликована в 1955 г. [18]. В статье приведены расчеты на кручение простейших рам прицепов, состоящих из двух лонжеронов и двух поперечин. Однако расчет не доведен до такого состояния, чтобы можно было применять его для сложных рам; для последнего случая автор ограничивается опубликованием экспериментальных данных.

### ИЗГИБ И КРУЧЕНИЕ СТЕРЖНЯ

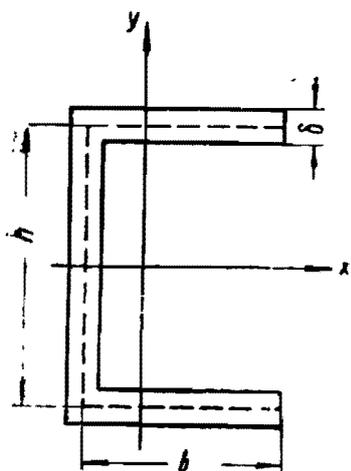
Лонжероны и поперечины рамы по своей конструкции являются тонкостенными стержнями, т. е. в поперечном сечении толщина стенок мала по сравнению с поперечными размерами стержня. На фиг. 17 показано для примера сечение лонжерона. Штриховая линия представляет собой так называемую срединную линию сечения, делящую толщину стенок профиля пополам.

У тонкостенных стержней толщина стенок  $\delta$  мала по сравнению с поперечными размерами стержня, т. е. в данном случае по сравнению с размерами  $b$  и  $h$ . Поэтому в расчетах толщиной стенок пренебрегают, а при вычислении характеристик сечения площадь стенок предполагается сосредоточенной на срединной линии сечения.

В соответствии с этим в дальнейшем размеры сечения будем давать по срединной линии сечения.

Срединные линии всех сечений образуют срединную поверхность стержня. Если срединная линия сечения не замкнута (фиг. 17), то профиль стержня называется открытым. Если срединная линия образует замкнутый контур, то профиль стержня называется закрытым.

Расчет тонкостенных стержней открытого и закрытого профилей различный. Метод расчета тонкостенных стержней открытого профиля разработан чл.-корр. АН СССР В. З. Власовым; теория тонкостенных стержней закрытого профиля разработана проф. А. А. Уманским [16]. В том и в другом случае особенности при расчете появляются только при работе стержней на кручение. Расчет напряжений при изгибе производится с использованием обычных методов теории сопротивления материалов.



Фиг. 17. Схема сечения швеллера с основными расчетными размерами.

Как известно, при расчете на изгиб обычных стержней массивного профиля поперечного сечения принимается гипотеза плоских сечений, т. е. предполагается, что поперечные сечения, бывшие плоскими до деформации, остаются плоскими и во время деформации. Следовательно, в общем случае продольные (вдоль оси стержня) перемещения точек сечения будут линейно зависеть от координат точек сечения, т. е.

$$w = ax + by, \quad (35)$$

где  $a$  и  $b$  -- некоторые функции  $z$ , подлежащие определению.

Нормальные напряжения вычисляются на основе закона Гука:

$$\sigma = E \frac{\partial w}{\partial z} = E(a'x + b'y). \quad (36)$$

Совокупность нормальных напряжений в каждом сечении должна удовлетворять двум следующим уравнениям:

$$\left. \begin{aligned} \int_s \sigma y \delta ds &= M_x; \\ \int_s \sigma x \delta ds &= -M_y, \end{aligned} \right\} \quad (37)$$

где  $M_x$  и  $M_y$  -- изгибающие моменты, действующие в сечении стержня.

Если в качестве координатных осей взяты главные центральные оси инерции поперечного сечения, то после подстановки урав-

нения (36) в уравнения (37) получаем для неизвестных коэффициентов:

$$\left. \begin{aligned} b' &= \frac{M_x}{EJ_x}; \\ a' &= -\frac{M_y}{EJ_y}, \end{aligned} \right\} \quad (38)$$

где  $J_x$  и  $J_y$  — моменты инерции сечения стержня относительно соответствующих осей.

После подстановки соотношений (38) в уравнение (36) получаем известную из теории сопротивления материалов формулу для нормальных напряжений при изгибе

$$\sigma = -\frac{M_y}{J_y} x + \frac{M_x}{J_x} y. \quad (39)$$

При расчете тонкостенных стержней нормальные напряжения считаются равномерно распределенными по толщине стенки профиля, а в формулу (39) подставляются координаты точек срединной линии профиля.

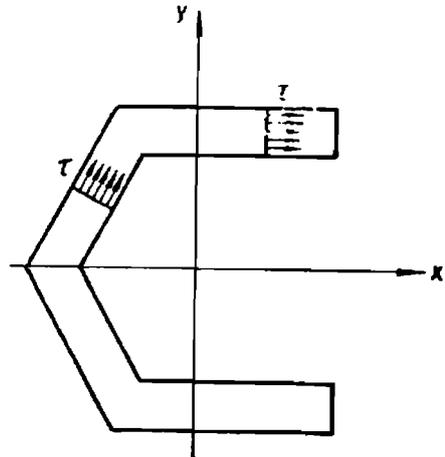
Касательные напряжения при изгибе также предполагаются равномерно распределенными по толщине стенки профиля и направленными по касательной к контуру сечения (фиг. 18), а не параллельно осям инерции сечения, как это принято в теории сопротивления материалов. Для определения величины касательного напряжения составляется уравнение равновесия элемента стержня в проекции на ось  $z$  (продольная ось стержня), откуда получается следующая формула для касательного напряжения:

$$\tau = \frac{1}{\delta} \left( \tau_0 \delta_0 - \int_0^s \frac{\partial \tau}{\partial z} \delta ds \right), \quad (40)$$

где  $\tau_0$  и  $\delta_0$  — соответственно касательное напряжение и толщина профиля в точке, являющейся началом отсчета длины дуги  $s$ .

При рассмотрении явления изгиба первое слагаемое может быть опущено. После подстановки формулы (39) в формулу (40) с учетом соотношений, связывающих производные изгибающих моментов с перерезывающими силами, получаем известную из теории сопротивления материалов формулу

$$\tau = -\frac{1}{\delta} \left( \frac{Q_x}{J_y} S_y + \frac{Q_y}{J_x} S_x \right), \quad (41)$$

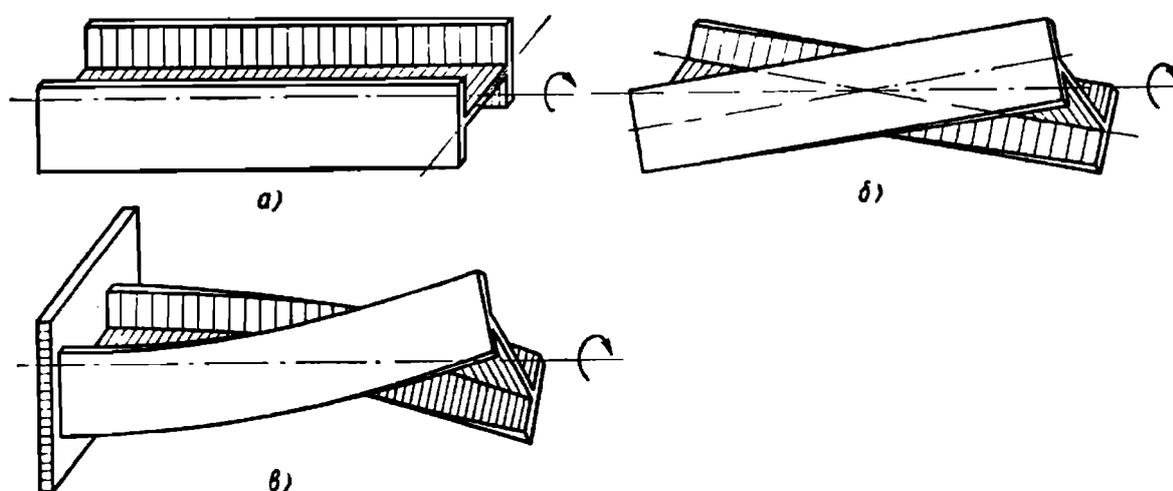


Фиг. 18. Касательные напряжения на изгибе.

где  $Q_x$  и  $Q_y$  — перерезывающие силы, действующие в сечении стержня;

$S_x$  и  $S_y$  — соответствующие статические моменты части сечения, вычисляемые методами, принятыми в сопротивлении материалов.

Гипотеза плоских сечений еще оказывается пригодной только для расчета кручения круглых стержней. При кручении стержней более сложного профиля гипотеза плоских сечений уже не соблюдается. В этом случае поперечные сечения стержней искривляются и становятся неплоскими — происходит депланация сечений. При чистом (или свободном) кручении депланация во всех сечениях стержня одинакова. Напряженное состояние стержня в этом случае характеризуется наличием только касательных напряже-



Фиг. 19. Схема свободного и стесненного кручения стержня двутаврового сечения.

ний, также одинаковых во всех поперечных сечениях стержня. Если депланация какого-либо сечения ограничена, то характер напряженного состояния стержня изменяется, появляются нормальные напряжения. Этот случай называется стесненным кручением. Для примера показано чистое (фиг. 19, б) и стесненное кручение (фиг. 19, в) стержня двутаврового профиля (фиг. 19, а).

При чистом кручении депланация сечения характеризуется поворотом торцов верхних и нижних полок в противоположные стороны на одинаковый для всех сечений угол. При этом полки остаются прямыми. При стесненном кручении вследствие ограничения депланации в заделке (депланация сечения в заделке равна нулю, и сечение остается плоским) возникает изгиб полок стержня двутаврового сечения в своей плоскости с появлением соответствующих нормальных напряжений. Отметим, что ограничение депланации сечения может быть вызвано не только конструктивным заземлением, но также изменением крутящего момента или размеров поперечного сечения по длине стержня.

Рассмотрим сначала случай чистого кручения стержня. Уже в этом простейшем случае обнаруживается различие между стержнями открытого и закрытого профиля. Для стержней закрытого профиля принимается, что касательные напряжения равномерно распределены по толщине стенки. Это позволяет получить для касательного напряжения следующую формулу, справедливую для всех точек поперечного сечения:

$$\tau = \frac{M_{\kappa}}{\Omega \delta}, \quad (42)$$

где  $M_{\kappa}$  — крутящий момент;

$\Omega$  — удвоенная площадь контура, ограниченного срединной линией сечения;

$\delta$  — толщина стенки.

Угол закручивания стержня определяется формулой

$$\theta = \frac{M_{\kappa} l}{G J_{\kappa}}, \quad (43)$$

где  $J_{\kappa}$  — момент инерции при кручении поперечного сечения стержня:

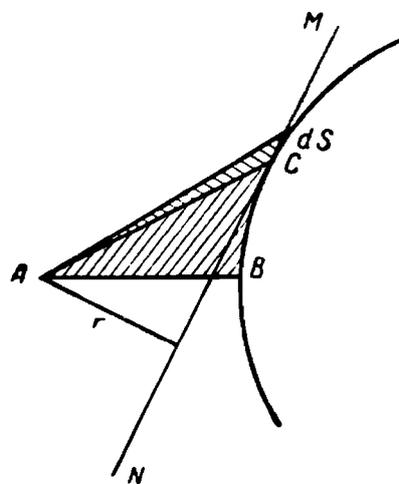
$$J_{\kappa} = \frac{\Omega^2}{\oint \frac{ds}{\delta}}. \quad (44)$$

При определении характера деформации сечения вводят новые геометрические величины: радиус  $r$  и секториальную площадь  $\omega$  (или секториальную координату). Для выяснения геометрического смысла этих величин обратимся к фиг. 20. Точка  $A$  называется полюсом, точка  $B$  служит началом отсчета секториальных площадей. Для некоторой точки  $C$  контура секториальная координата равна удвоенной площади сектора, заключенного между лучами  $AB$  и  $AC$  и срединной линией профиля. Длина перпендикуляра, проведенного из полюса  $A$  на касательную  $MN$  к срединной линии в точке  $C$ , определяет величину  $r$ . Приращение секториальной площади образует треугольник с основанием  $ds$  и высотой  $r$ . Отсюда получаем соотношение

$$d\omega = r ds, \quad (45)$$

т. е. приращение секториальной координаты равно удвоенной площади треугольника.

Величины  $\omega$  и  $r$  являются функциями координаты  $s$  и не зависят от координаты  $z$ , так как рассматриваются стержни постоянного сечения.



Фиг. 20. Схема определения секториальной площади.

Перейдем теперь к определению перемещения  $w$  точек сечения в направлении оси стержня. Вследствие неизменяемости контура поперечного сечения стержня в случае свободного кручения перемещение  $u$  по касательной к срединной линии определяется простой кинематической зависимостью

$$u = r\theta, \quad (46)$$

где  $\theta$  — угол поворота всего сечения.

Далее используем выражение для сдвига в срединной поверхности:

$$\frac{\partial w}{\partial s} + \frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\tau}{G}. \quad (47)$$

После подстановки в последнее уравнение формул (42) и (46) и интегрирования по  $s$  получаем с учетом выражения (45):

$$w = \frac{M_\kappa}{G\Omega} \int_0^s \frac{ds}{\delta} - \frac{d\theta}{dz} w + w_0, \quad (48)$$

где  $w_0$  — перемещение в начале отсчета дуги ( $s=0$ ).

Выражение для  $w$  должно быть периодическим, т. е. после обхода по всему контуру оно должно вернуться к начальному значению  $w_0$ , поэтому

$$\frac{M_\kappa}{G\Omega} \oint \frac{ds}{\delta} - \frac{d\theta}{dz} \Omega = 0,$$

откуда получаем

$$M_\kappa = \frac{G\Omega^2}{\oint \frac{ds}{\delta}} \cdot \frac{d\theta}{dz}. \quad (49)$$

Поставим выражение (49) в формулу (48) и опустим в ней последнее слагаемое  $w_0$ , которое может быть обращено в нуль соответствующим выбором начала отсчета. Тогда получим формулу

$$w = - \frac{d\theta}{dz} \overset{\wedge}{\omega}, \quad (50)$$

где  $\overset{\wedge}{\omega}$  — обобщенная секториальная площадь;

$$\overset{\wedge}{\omega} = \omega - \frac{\Omega}{\oint \frac{ds}{\delta}} \int_0^s \frac{ds}{\delta} = \omega - \frac{J_\kappa}{\Omega} \int \frac{ds}{\delta}. \quad (51)$$

Смысл второго слагаемого следующий: при обходе по замкнутому контуру значение  $\omega$  будет все время возрастать, и при возвращении в начальную точку в значении  $\overset{\wedge}{\omega}$  получится скачок;

второе слагаемое служит для «выравнивания» значений секториальной площади.

Формула (50) показывает, что при свободном кручении тонкостенных стержней закрытого профиля депланация сечения происходит по закону обобщенных секториальных площадей. Депланация сечения пропорциональна также погонному углу поворота  $\frac{d\theta}{dz}$ , который в этом случае является мерой депланации всего сечения.

Рассмотрим свободное кручение стержней открытого профиля. В этом случае касательное напряжение свободного кручения изменяется по толщине стенки и имеет равную величину и противоположное направление на разных сторонах стенки (фиг. 21). В точках срединной поверхности касательные напряжения свободного кручения равны нулю.

Для угла закручивания и наибольшего касательного напряжения применяются формулы:

$$\theta = \frac{M_{\kappa} l}{GJ_{\kappa}}; \quad (52)$$

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\kappa} \delta}{J_{\kappa}}. \quad (53)$$

Для сечений, составленных из узких прямоугольников, момент инерции при кручении определяется формулой

$$J_{\kappa} = \frac{\alpha}{3} \sum s_i \delta_i^3, \quad (54)$$

где  $s_i$  — длина каждого прямоугольника;

$\delta_i$  — толщина стенки;

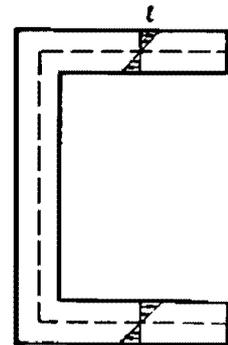
$\alpha$  — коэффициент, зависящий от формы сечения:

уголковое сечение . . . . .	1,00
двутавровое . . . . .	1,20
тавровое . . . . .	1,15
швеллерное . . . . .	1,12

Отметим, что формула (53) дает только наибольшее значение касательного напряжения, которое наблюдается в каждом прямоугольнике в точке на середине его длины. При вычислении напряжений в формуле для момента инерции во всех случаях полагают  $\alpha = 1$ .

Указанные выше значения коэффициента  $\alpha$  используются при вычислении угла закручивания  $\theta$ .

Вследствие неизменяемости контура поперечного сечения стержня открытого профиля сохраняется в силе формула (46) для касательного перемещения. Сдвиг в срединной поверхности в этом



Фиг. 21. Касательные напряжения свободного кручения в случае открытого профиля.

случае равен нулю, так как касательное напряжение свободного кручения в точках срединной поверхности переходит через нуль:

$$\frac{\partial w}{\partial s} + \frac{\partial u}{\partial z} = 0. \quad (55)$$

Отсюда для продольного перемещения получаем

$$w = - \frac{d\theta}{dz} \omega. \quad (56)$$

Полученная зависимость аналогична формуле (50) для стержней закрытого профиля с той разницей, что для стержней открытого профиля деформация сечения происходит по закону секториальных площадей  $\omega$ , а для стержней закрытого профиля — по закону обобщенных секториальных площадей  $\hat{\omega}$ .

Подобным же образом путем рационального выбора условных обозначений можно привести основные зависимости стесненного кручения стержней открытого и закрытого профиля к внешне одинаковому виду.

Такой способ написания основных зависимостей предложен чл.-корр. АН УССР Б. Н. Горбуновым [10].

Деформацию сечения при стесненном кручении стержня будем характеризовать двумя величинами: углом поворота сечения  $\theta$  и мерой деформации сечения  $\chi$ . Обе эти величины при стесненном кручении являются функциями координаты  $z$ . Принимая гипотезу о неизменяемости контура поперечного сечения, получают и в этом случае для касательного перемещения формулу (46). Для продольного перемещения принимают по аналогии со случаем свободного кручения:

для стержней открытого профиля

$$w = \chi \omega; \quad (57)$$

для стержней закрытого профиля

$$w = \chi \hat{\omega}. \quad (58)$$

При этом для возможности удовлетворения всех статических условий выражение для обобщенной секториальной площади принимается не в виде формулы (51), а с дополнительным постоянным слагаемым:

$$\hat{\omega} = \omega - \frac{\Omega}{\oint \frac{ds}{\delta}} \int_0^s \frac{ds}{\delta} + \omega_1 = \omega - \frac{J_K}{\Omega} \int_0^s \frac{ds}{\delta} + \omega_1. \quad (59)$$

С помощью формулы (57) определяем нормальное напряжение для стержня открытого профиля:

$$\sigma = E \frac{\partial w}{\partial z} = E \frac{d\chi}{dz} \omega. \quad (60)$$

Аналогично для стержня закрытого профиля

$$\sigma = E \frac{\partial w}{\partial z} = E \frac{d\lambda}{dz} \omega. \quad (61)$$

Для совокупности нормальных напряжений по всему сечению должны удовлетворяться три уравнения равновесия:

$$\left. \begin{aligned} N_z &= \int_s \sigma \delta ds = 0; \\ M_x &= \int_s \sigma y \delta ds = 0; \\ M_y &= - \int_s \sigma x \delta ds = 0. \end{aligned} \right\} \quad (62)$$

Подставим в уравнения (62) значение нормального напряжения из выражения (60). После сокращения постоянных множителей получаем три условия:

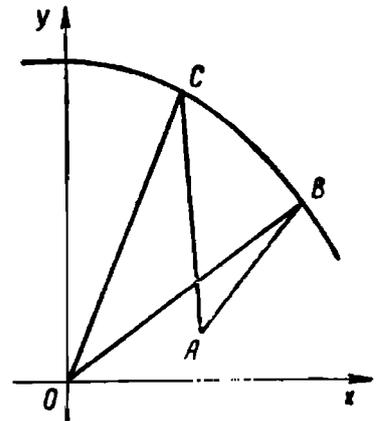
$$\left. \begin{aligned} \int_s \omega \delta ds &= 0; \\ \int_s \omega y \delta ds &= 0; \\ \int_s \omega x \delta ds &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (63)$$

Такой же вид имеют эти условия для стержня закрытого профиля, только вместо  $\omega$  нужно подставить обобщенную секториальную площадь  $\omega$ .

Полученные условия могут быть удовлетворены соответствующим выбором полюса секториальных площадей  $A$  и начала отсчета  $B$ . Предположим, что полюс сначала был расположен в начале координат, а затем его перенесли в точку  $A$  (фиг. 22) с координатами  $a_x, a_y$ . Секториальные площади будем считать положительными при вращении радиуса-вектора против направления вращения часовой стрелки. Начало отсчета расположим в точке  $B$ . Тогда изменение секториальной площади выразится формулой

$$\omega = \omega_0 + x a_y - y a_x + d, \quad (64)$$

где  $\omega_0$  — секториальная площадь при полюсе в начале координат  
 $d$  — постоянная величина.



Фиг. 22. Изменение положения полюса.

Подставляем полученное выражение в две последние формулы (63). Если оси  $x$  и  $y$  — главные центральные оси инерции сечения, то для координат нового полюса получаем следующие формулы:

$$\left. \begin{aligned} a_x &= \frac{1}{J_x} \int_s \omega_0 y \delta ds; \\ a_y &= -\frac{1}{J_y} \int_s \omega_0 x \delta ds. \end{aligned} \right\} \quad (65)$$

Полученные формулы определяют положение главного полюса сечения, называемого центром кручения сечения. Первая формула (63) удовлетворяется соответствующим выбором начала отсчета (точки  $B$ ). Найденная по этому уравнению точка называется главной нулевой точкой. Таким образом, уравнения (57) и (58) и выведенная из них формула для нормального напряжения будут справедливыми только в том случае, если полюс секториальных площадей совпадает с центром кручения, а начало отсчета с главной нулевой точкой.

Можно показать, что поперечная нагрузка, приложенная в центре кручения, вызывает только изгиб стержня. Поэтому точку, определяемую формулами (65), называют также центром изгиба. При наличии осей симметрии центр изгиба сечения расположен на осях симметрии. Если сечение имеет две оси симметрии, то центр изгиба совпадает с центром тяжести сечения. В общем случае центр изгиба не совпадает с центром тяжести сечения.

Для стержней закрытого профиля координаты центра изгиба будут также определяться формулами (65), если в них вместо значения  $\omega$  подставить обобщенную секториальную площадь  $\hat{\omega}$  и взять интегралы по всему контуру сечения.

Первое уравнение (63) определяет условие выбора начала отсчета, которое может быть сразу удовлетворено введением дополнительного слагаемого  $\omega_1$  в формулу (59). После подстановки и интегрирования получаем

$$\omega_1 = -\frac{1}{F} \oint \left[ \omega - \frac{J_k}{Q} \int_0^s \frac{ds}{\delta} \right] \delta ds,$$

где  $F$  — площадь сечения стержня.

Таким образом, для обобщенной секториальной площади получаем следующие формулы:

$$\hat{\omega} = \omega - \frac{Q}{\oint \frac{ds}{\delta}} \int_0^s \frac{ds}{\delta} - \frac{1}{F} \oint \left[ \omega - \frac{Q}{\oint \frac{ds}{\delta}} \int_0^s \frac{ds}{\delta} \right] \delta ds =$$

$$= \omega - \frac{J_{\kappa}}{\Omega} \int_0^s \frac{ds}{\delta} - \frac{1}{F} \oint \left[ \omega - \frac{J_{\kappa}}{\Omega} \int_0^s \frac{ds}{\delta} \right] \delta ds. \quad (66)$$

Перейдем к определению касательных напряжений. Для этого используем формулы (40) и (60):

$$\tau = \frac{1}{\delta} \left[ \tau_0 \delta_0 - E \frac{d^2 \chi}{dz^2} \int_0^s \omega \delta ds \right]. \quad (67)$$

В случае стержня открытого профиля первое слагаемое обращается в нуль, если вычисление интеграла во втором слагаемом производить от края сечения. При этом для касательного напряжения получится формула

$$\tau = - \frac{ES_{\omega}}{\delta} \cdot \frac{d^2 \chi}{dz^2}, \quad (68)$$

где  $S_{\omega}$  — секториальный статический момент, который вычисляется для части сечения, начиная от края сечения;

$$S_{\omega} = \int_0^s \omega \delta ds. \quad (69)$$

Формулы (60) и (68) дают величину нормального и касательного напряжения при стесненном кручении тонкостенного стержня открытого профиля; по толщине стенки профиля указанные напряжения принимаются постоянными. Однако для стержней открытого профиля необходимо еще учесть касательные напряжения свободного кручения, имеющие противоположные знаки на разных сторонах стенки профиля и равные нулю на срединной поверхности. Указанные напряжения образуют часть крутящего момента, величина которого

$$M_c = GJ_{\kappa} \frac{d\theta}{dz}. \quad (70)$$

Тогда уравнение равновесия крутящих моментов для сечения стержня открытого профиля может быть записано в виде

$$\int_s \tau r \delta ds + GJ_{\kappa} \frac{d\theta}{dz} = M_{\kappa}. \quad (71)$$

Подставляя сюда выражение (68) для касательного напряжения и интегрируя по частям с учетом соотношения (45), получаем следующее дифференциальное уравнение стесненного кручения тонкостенного стержня открытого профиля:

$$EJ_{\omega} \frac{d^2 \chi}{dz^2} + GJ_{\kappa} \frac{d\theta}{dz} = M_{\kappa}, \quad (72)$$

где  $J_\omega$  — секториальный момент инерции сечения стержня открытого профиля:

$$J_\omega = \int_s \omega^2 \delta ds. \quad (73)$$

Остается еще установить зависимость между величинами  $\chi$  и  $\theta$ . В теории тонкостенных стержней открытого профиля это соотношение устанавливается на основе гипотезы об отсутствии сдвигов на срединной поверхности, т. е. с помощью уравнения (55), которое дает

$$\chi = - \frac{d\theta}{dz}. \quad (74)$$

Таким образом для стержней открытого профиля мера деформации  $\chi$  равна погонному углу закручивания  $\frac{d\theta}{dz}$  с обратным знаком. Ввиду этого дифференциальное уравнение стесненного кручения тонкостенного стержня открытого профиля можно переписать в следующем окончательном виде:

$$\frac{a^2 \chi}{dz^2} - \frac{k^2}{i^2} \chi = \frac{M_\kappa}{E J_\omega}. \quad (75)$$

В уравнении (75) величина  $k$  изгибно-крутильной характеристики стержня открытого профиля:

$$k = l \sqrt{\frac{G J_\kappa}{E J_\omega}}, \quad (76)$$

где  $l$  — длина стержня.

Для стержня закрытого профиля формула (67) для касательного напряжения сохраняется, но нужно вместо  $\omega$  поставить обобщенную секториальную площадь  $\hat{\omega}$ :

$$\tau = \frac{1}{\delta} \left( \tau_0 \delta_0 - E \frac{a^2 \chi}{dz^2} \int_0^s \hat{\omega} \delta ds \right). \quad (77)$$

В этом случае, однако, уже нельзя полагать первое слагаемое равным нулю. Для его определения используем уравнение равновесия крутящих моментов:

$$\oint \tau r \delta ds = M_\kappa. \quad (78)$$

После подстановки напряжения  $\tau$  и преобразований получим

$$\tau_0 \delta_0 = \frac{M_\kappa}{\Omega} + \frac{E}{\Omega} \cdot \frac{a^2 \chi}{dz^2} \oint \left[ \int_0^s \hat{\omega} \delta ds \right] r ds. \quad (79)$$

Теперь формула (77) для касательного напряжения приобретает вид

$$\tau = \frac{M_{\kappa}}{\Omega \delta} - \frac{E \hat{S}_{\omega}}{\delta} \cdot \frac{d^2 \chi}{dz^2}, \quad (80)$$

где  $\hat{S}_{\omega}$  — обобщенный секториальный статический момент закрытого сечения;

$$\hat{S}_{\omega} = \int_0^s \hat{\omega} \delta ds - \frac{1}{\Omega} \oint \left[ \int_0^s \hat{\omega} \delta ds \right] r ds. \quad (81)$$

Как видим, выражение (80) для касательного напряжения в сечении стержня закрытого профиля уже содержит в первом слагаемом касательное напряжение чистого кручения. Второе слагаемое характеризует касательное напряжение стесненного кручения; при этом его выражение для стержня закрытого профиля имеет внешне тот же вид, что и выражение (68) для стержня открытого профиля, но вместо секториального статического момента  $S_{\omega}$  используется обобщенный секториальный статический момент  $\hat{S}_{\omega}$ .

Уравнение (47) для сдвига в срединной поверхности в данной приближенной теории уже не может быть удовлетворено полностью. Приближенное его удовлетворение достигается следующим путем. Уравнение равновесия (78) с учетом уравнения (47) можно записать так:

$$\oint \left( \frac{\partial \omega}{\partial s} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) r \delta ds = \frac{M_{\kappa}}{G}. \quad (82)$$

Подставляем сюда формулы (46) и (58). Тогда

$$\chi \oint \left( r - \frac{J_{\kappa}}{\Omega \delta} \right) r \delta ds + \frac{d\theta}{dz} \oint r^2 \delta ds = \frac{M_{\kappa}}{G}. \quad (83)$$

Введем обозначение для направленного момента инерции:

$$J_r = \oint r^2 \delta ds. \quad (84)$$

При этом из уравнения (83) получаем

$$\frac{d\theta}{dz} = -\mu \chi + \frac{(1 - \mu) M_{\kappa}}{G J_{\kappa}}, \quad (85)$$

где  $\mu$  — коэффициент искажаемости сечения;

$$\mu = 1 - \frac{J_{\kappa}}{J_r}. \quad (86)$$

Коэффициент искажаемости всегда меньше единицы. Чем больше значение  $\mu$ , тем при прочих равных условиях больше деформируется сечение. При  $\mu = 0$  замкнутый профиль не деформируется и при стесненном кручении в нем не возникают нормальные напряжения. Уравнение (85) устанавливает зависимость между мерой деформации сечения  $\chi$  и погонным углом закручивания  $\frac{d\theta}{dz}$  для стержня закрытого профиля. Это уравнение аналогично уравнению (74) для стержня открытого профиля и при  $\mu = 1$  полностью с ним совпадает.

Второе согласование уравнения сдвигов (47) производится путем определения из него нового выражения  $\omega_1$  с использованием формулы (80) для касательного напряжения. Касательное перемещение  $u$  по-прежнему берут по уравнению (46).

Подставляем выражение для  $u$  и  $\tau$  в формулу (47) и, интегрируя по  $s$ , находим новое приближение для  $\omega$ :

$$\omega_1 = \frac{M_k}{G\Omega} \int_0^s \frac{ds}{\delta} - \frac{E}{G} \cdot \frac{d^2\chi}{dz^2} \int_0^s \hat{S}_\omega \frac{ds}{\delta} - \frac{d\theta}{dz} \int_0^s r ds + \omega_0. \quad (87)$$

Для закрытого профиля выражение для  $\omega_1$  должно обладать периодичностью по координате  $s$ , т. е. при полном обходе контура значение  $\omega$  должно повторяться.

Условие периодичности решения записывается в виде

$$\frac{M_k}{G\Omega} \oint \frac{ds}{\delta} - \frac{E}{G} \cdot \frac{d^2\chi}{dz^2} \oint \hat{S}_\omega \frac{ds}{\delta} - \frac{d\theta}{dz} \Omega = 0. \quad (88)$$

После преобразования коэффициентов этого уравнения получаем следующее дифференциальное уравнение стесненного кручения тонкостенного стержня закрытого профиля:

$$E \hat{J}_\omega \frac{d^2\chi}{dz^2} + G J_k \frac{d\theta}{dz} = M_k, \quad (89)$$

где  $\hat{J}_\omega$  — условное обозначение для приведенного секториального момента инерции сечения закрытого профиля, который путем некоторых преобразований можно представить в виде:

$$\hat{J}_\omega = \frac{J_k}{\Omega} \oint \hat{S}_\omega \frac{ds}{\delta} = \oint \hat{\omega}^2 \delta ds. \quad (90)$$

Используя уравнение (85), выражающее зависимость между  $\chi$  и  $\theta$  запишем дифференциальное уравнение стесненного кручения тонкостенного стержня закрытого профиля в следующем виде:

$$\frac{d^2\chi}{dz^2} - \frac{k^2}{\beta^2} \chi = \frac{\mu}{E \hat{J}_\omega} M_k, \quad (91)$$

где  $k$  — коэффициент, введенный для изгибно-крутильной характеристики стержня закрытого профиля:

$$k = l \sqrt{\frac{\mu G J_{\kappa}}{E J_{\omega}^{\wedge}}}. \quad (92)$$

Уравнение (91) при  $\mu = 1$  совпадает с уравнением (75) для стержня открытого профиля.

Формулы для нормального и касательного напряжений можно привести к виду, аналогичному формулам (39) и (41), если ввести новые внутренние силовые факторы, характеризующие в целом по сечению нормальные и касательные напряжения, возникающие при стесненном кручении. Этими силовыми факторами являются бимомент  $B$  и изгибно-крутильный момент  $M_{\omega}$ , которые определяются из формул

$$\left. \begin{aligned} B &= E J_{\omega} \frac{d\chi}{dz}; \\ M_{\omega} &= \frac{dB}{dz} = E J_{\omega} \frac{d^2\chi}{dz^2}. \end{aligned} \right\} \quad (93)$$

При этом формулы (60) и (68) для нормального  $\sigma$  и касательного  $\tau$  напряжений в сечении стержня открытого профиля запишутся в виде:

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= \frac{B}{J_{\omega}} \omega; \\ \tau &= -\frac{M_{\omega}}{J_{\omega} \delta} S_{\omega}. \end{aligned} \right\} \quad (94)$$

Для стержня закрытого профиля полученные формулы сохраняются, если вместо  $J_{\omega}$  подставить  $J_{\omega}^{\wedge}$ , вместо  $\omega$  подставить  $\omega^{\wedge}$  и  $S_{\omega}$  заменить на  $S_{\omega}^{\wedge}$ .

В случае стержня открытого профиля введенные силовые факторы имеют определенный физический смысл. Ранее уже отмечалось, что в сечении стержня открытого профиля часть общего крутящего момента образуется касательными напряжениями чистого кручения, определяемыми выражением (68); другая часть крутящего момента образуется касательными напряжениями стесненного кручения, определяемыми по уравнению (66):

$$M_{\kappa} - M_c = \int_s \tau r \delta ds = E J_{\omega} \frac{d^2\chi}{dz^2} = M_{\omega}. \quad (95)$$

Отсюда видно, что изгибно-крутильный момент равен части общего крутящего момента, образуемой касательными напряжениями стесненного кручения.

С помощью первой формулы (94) выражение для бимомента можно записать также в следующем виде:

$$B = \int_s \sigma \omega \delta ds. \quad (96)$$

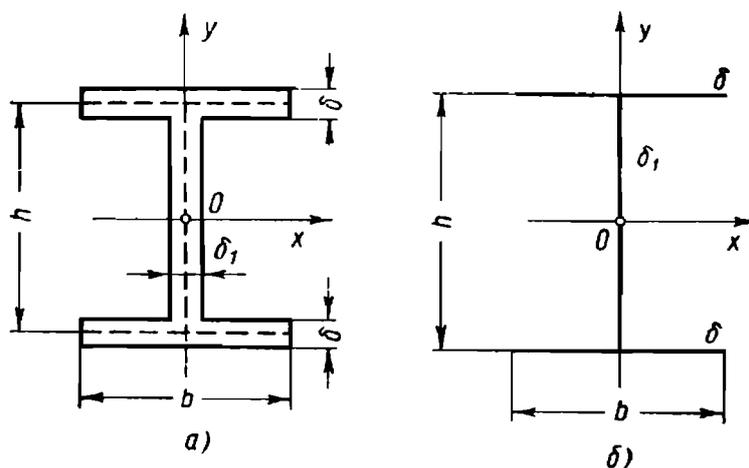
Бимомент характеризует неравномерность распределения нормальных напряжений по сечению.

В случае стержня закрытого профиля весь крутящий момент образуется за счет первого слагаемого формулы (80), т. е. за счет касательных напряжений чистого кручения. Поэтому соотношение (95) для стержней закрытого профиля непригодно, и изгибно-крутильный момент вводится соотношением (93) формально. Формулу (96) для бимомента можно применять, если в нее подставить обобщенную секториальную площадь  $\omega$ .

## ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И СЕКТОРИАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТЕРЖНЕЙ

### Стержни открытого профиля

Приемы вычисления характеристик сечений стержней открытого профиля рассмотрим на примере двутаврового и швеллерного профилей. Первый профиль имеет две оси симметрии, второй — одну.



Фиг. 23. Чертежи и расчетная схема двутаврового сечения.

На фиг. 23, а показано двутавровое сечение с обозначением размеров. Центр тяжести сечения совпадает с точкой пересечения осей симметрии, т. е. с точкой  $O$ .

Как уже отмечалось ранее, при вычислении характеристик сечений тонкостенных стержней принимается, что толщина стенки сосредоточена на срединной линии сечения. Поэтому при расчетах будем пользоваться схематическим чертежом сечения (фиг. 25, б), построенным по срединной линии сечения.

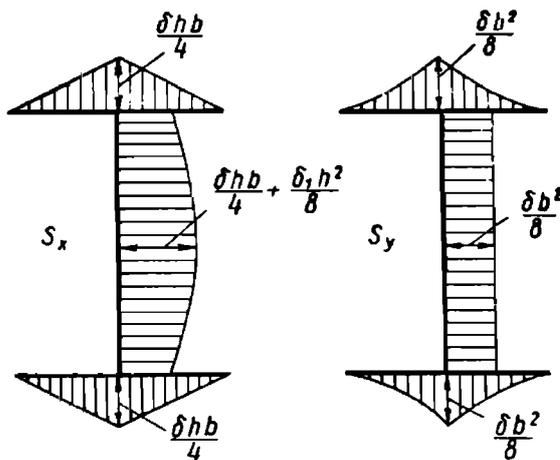
Площадь сечения определяется формулой

$$F = h\delta_1 + 2b\delta. \quad (97)$$

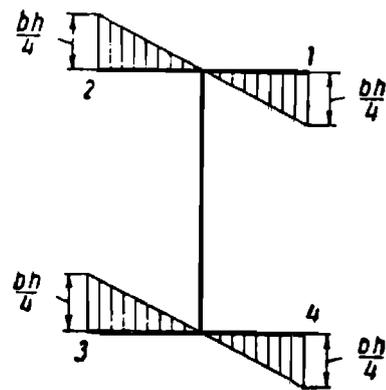
Оси  $x$  и  $y$  являются главными центральными осями сечения. Моменты инерции и моменты сопротивления относительно этих осей определяются следующими формулами:

$$\left. \begin{aligned} J_x &= \frac{h^2}{12} (h\delta_1 + 6b\delta); \\ J_y &= \frac{b^3\delta}{6}; \\ W_x &= \frac{2J_x}{h} = \frac{h}{6} (h\delta_1 + 6b\delta); \\ W_y &= \frac{2J_y}{b} = \frac{b^2\delta}{3}. \end{aligned} \right\} \quad (98)$$

Характер формул (97) и (98) показывает, что пренебрежение толщиной стенки профиля равносильно пренебрежению членами второго и третьего порядка относительно  $\delta$  и  $\delta_1$ ; при малой толщине стенок это вполне допустимо.



Фиг. 24. Эпюры статических моментов.



Фиг. 25. Эпюра секториальных площадей.

Момент инерции при кручении определяем на основе формулы (54):

$$J_k = \frac{1,20}{3} (h\delta_1^3 + 2b\delta^3). \quad (99)$$

На фиг. 24 показаны эпюры статических моментов сечения, необходимые для вычисления касательных напряжений при изгибе. Криволинейные участки эпюр (по стенке на эпюре  $S_x$  и по полкам на эпюре  $S_y$ ) очерчены по параболам.

Для построения эпюры секториальных площадей (фиг. 25) необходимо сначала определить положение центра изгиба и главной нулевой точки. В данном случае центр изгиба совпадает с точкой пересечения осей симметрии, т. е. с точкой  $O$ . Главная нулевая точка лежит на пересечении оси симметрии со срединной линией сечения. Следовательно, она может быть расположена в любой

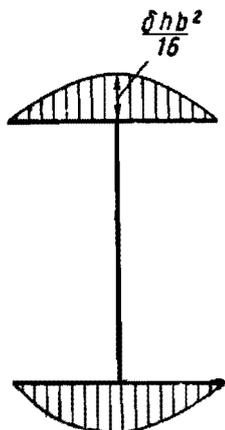
точке на срединной линии стенки двутавра. Секториальные координаты в крайних точках сечения вычисляются по формуле

$$\omega_1 = -\omega_2 = \omega_3 = -\omega_4 = -\frac{bh}{4}. \quad (100)$$

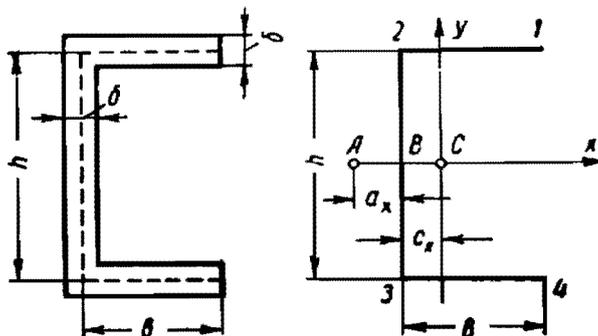
Секториальный момент инерции вычисляется по формуле (73) с помощью интегрирования или способа Верещагина:

$$J_\omega = \frac{b^3 h^2 \delta}{24}. \quad (101)$$

Для вычисления наибольших нормальных напряжений по фор-



Фиг. 26. Эпюра секториального статического момента.



Фиг. 27. Чертеж и расчетная схема швеллерного сечения.

муле (94) можно ввести понятие о секториальном моменте сопротивления

$$\sigma = \frac{B}{\omega_\omega}, \quad (102)$$

где

$$\omega_\omega = \frac{J_\omega}{\omega_{\max}}. \quad (103)$$

В рассматриваемом случае наибольшие нормальные напряжения возникают в крайних точках сечения (точки 1, 2, 3, 4 на фиг. 25). Следовательно,

$$\omega_{\omega 1} = -\omega_{\omega 2} = \omega_{\omega 3} = -\omega_{\omega 4} = -\frac{b^2 h \delta}{6}. \quad (104)$$

Эпюра секториального статического момента  $S_\omega$ , служащего для вычисления касательных напряжений (фиг. 26), вычислена по формуле (69).

Аналогичным способом вычисляются характеристики швеллерного сечения. На фиг. 27 показано швеллерное сечение с обозначением размеров и его схематический чертеж, построенный по срединной линии сечения. Швеллерное сечение имеет одну ось симметрии,

поэтому центр тяжести сечения расположен на этой оси. Положение центра тяжести вдоль оси  $x$  определяется расстоянием  $c_x$  от средней линии стенки швеллера:

$$c_x = \frac{b^2}{h + 2b}. \quad (105)$$

Площадь сечения определяется формулой

$$F = \delta (h + 2b). \quad (106)$$

Оси  $x$  и  $y$  являются главными центральными осями сечения. Моменты инерции и моменты сопротивления относительно этих осей определяются следующими формулами:

$$\left. \begin{aligned} J_x &= \frac{\delta h^2}{12} (h + 6b); \\ J_y &= \frac{\delta b^3}{3} \cdot \frac{2h + b}{h + 2b}; \\ W_x &= \frac{2J_x}{h} = \frac{\delta h}{6} (h + 6b); \\ W_{y1} = W_{y4} &= \frac{J_y}{b - c_x} = \frac{\delta b^2}{3} \cdot \frac{2h + b}{h + b}; \\ W_{y2} = W_{y3} &= \frac{J_y}{c_x} = \frac{\delta b}{3} (2h + b). \end{aligned} \right\} \quad (107)$$

Нумерация точек сечения указана на фиг. 27. Момент инерции при кручении определяется на основе формулы (54):

$$J_\kappa = \frac{1,12}{3} \delta^3 (h + 2b). \quad (108)$$

При вычислении касательного напряжения чистого кручения можно воспользоваться выражением для момента сопротивления при чистом кручении, который вычисляется на основании формулы (53):

$$W_\kappa = \frac{J_\kappa}{\delta} = \frac{\delta^2}{3} (h + 2b); \quad (109)$$

при этом в формуле в соответствии с ранее сказанным принимается, что коэффициент  $\alpha$  равен единице.

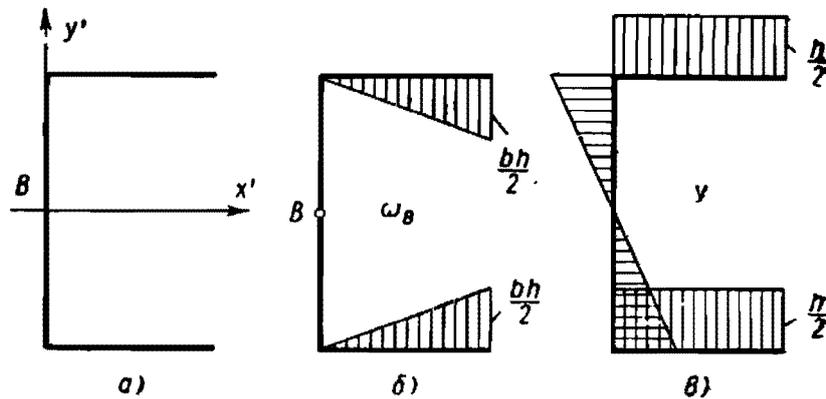
Эпюры статических моментов сечения, необходимые для вычисления касательных напряжений при изгибе, имеют такой же характер, как и для двутаврового сечения (см. фиг. 24).

Центр изгиба лежит на оси симметрии сечения, т. е. на оси  $x$ . Для определения его положения вдоль оси воспользуемся формулами (65). При этом для упрощения расчетов целесообразно вспо-

могательный полюс поместить в точке  $B$ . Тогда для координаты получаем формулу

$$a_x = \frac{1}{J_x} \int_s \omega_B y \delta ds.$$

Для вычисления входящего в формулу интеграла построены вспомогательные оси координат с началом в точке  $B$  (фиг. 28,  $a$ ), эпюра секториальных координат  $\omega_B$  при полюсе в точке  $B$  (фиг. 28,  $b$ ) и эпюра координаты  $y$  (фиг. 28,  $в$ ).

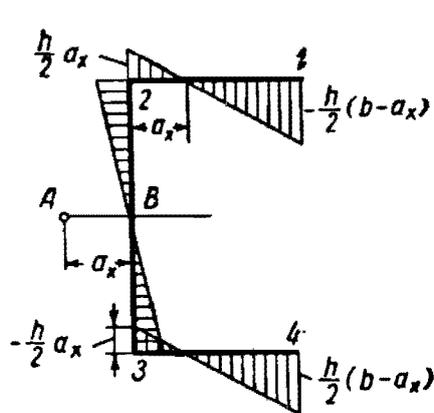


Фиг. 28. Вспомогательные оси и эпюры для определения координат центра изгиба.

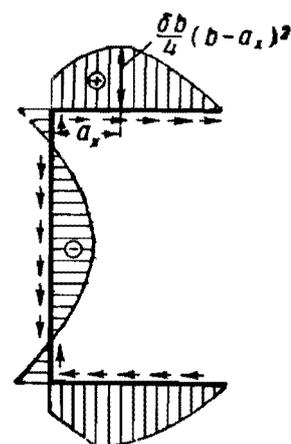
Интеграл можно вычислить перемножением эпюр  $\omega_B$  и  $y$  по правилу Верещагина. С учетом формулы (107) для  $J_x$  получаем

$$a_x = - \frac{3b^2}{h + 6b}. \quad (110)$$

Знак минус показывает, что центр изгиба (точка  $A$  на фиг. 27) и центр тяжести сечения расположены с разных сторон стенки швеллера.



Фиг. 29. Эпюра секториальных площадей.



Фиг. 30. Эпюра секториального статического момента.

На фиг. 29 показана эпюра секториальных площадей при полюсе в центре изгиба; нулевая точка совпадает с точкой  $B$ . Секто-

риальные координаты в крайних точках сечения вычисляются по формулам

$$\left. \begin{aligned} \omega_1 = -\omega_4 &= -\frac{h(b-a_x)}{2} = -\frac{bh}{2} \cdot \frac{h+3b}{h+6b}; \\ \omega_2 = -\omega_3 &= \frac{a_x h}{2} = \frac{3b^2 h}{2(h+6b)}. \end{aligned} \right\} \quad (111)$$

Если поместить центр изгиба на чертеже в соответствии со знаком формулы (110), то в дальнейшем в формулах (111) будем брать  $a_x$  по абсолютной величине.

Секториальный момент инерции вычисляем по способу Верещагина:

$$J_\omega = \frac{\delta h^2}{12} [2b^3 - 6b^2 a_x + (h+6b)a_x^2] = \frac{\delta h^2 b^3}{12} \cdot \frac{2h+3b}{h+6b}. \quad (112)$$

С учетом формулы (111) вычисляем секториальные моменты сопротивления для крайних точек сечения:

$$\left. \begin{aligned} W_{\omega_1} = -W_{\omega_4} &= -\frac{\delta h b^2}{6} \cdot \frac{2h+3b}{h+6b}; \\ W_{\omega_2} = -W_{\omega_3} &= \frac{\delta h b}{18} (2h+3b). \end{aligned} \right\} \quad (113)$$

Эпюра секториального статического момента  $S_\omega$ , служащего для вычисления касательных напряжений, показана на фиг. 30. На эпюре стрелками показано направление касательных напряжений.

Лонжероны рамы обычно имеют швеллерное сечение, размеры которого назначаются исходя из заданной величины момента сопротивления сечения при изгибе  $W_x$ . Размеры сечения необходимо назначать таким образом, чтобы при данной величине момента сопротивления стержень имел наименьший вес или, наоборот, при данном весе обеспечивался наибольший момент сопротивления при изгибе.

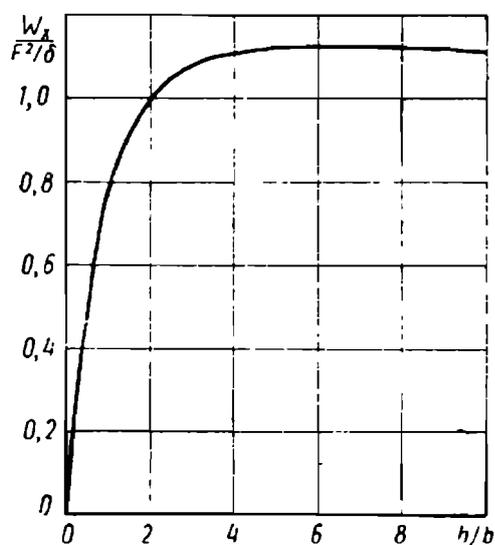
Вес стержня определяется в данном случае площадью его поперечного сечения  $F$ . Используя формулу (106) для площади сечения и третью формулу (107) для момента сопротивления запишем зависимость между этими величинами в следующем виде:

$$W_x = \frac{F^2}{\delta} \cdot \frac{\frac{h}{b} \left( \frac{h}{b} + 6 \right)}{\left( \frac{h}{b} + 2 \right)^2}. \quad (114)$$

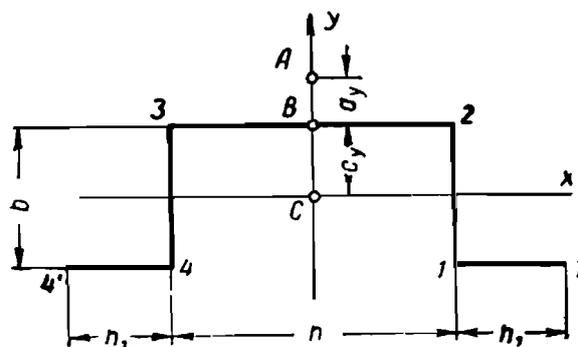
Таким образом, при данной площади сечения  $F$  момент сопротивления при изгибе определяется толщиной профиля  $\delta$  и отношением высоты стенки к ширине полки  $\frac{h}{b}$ . При увеличении

отношения  $\frac{h}{b}$  момент сопротивления вначале резко возрастает (фиг. 31); затем, начиная примерно от значения  $\frac{h}{b} = 3$ , момент сопротивления возрастает незначительно, достигая абсолютного максимума при  $\frac{h}{b} = 6$ .

Таким образом, при увеличении отношения  $\frac{h}{b}$  в указанных выше пределах, т. е. при относительно малой ширине полки по сравнению с высотой стенки, обеспечивается наиболее рациональное использование материала лонжерона в отношении его прочности при изгибе. У рам реальных автомобилей отношение  $\frac{h}{b}$  обычно находится на нижнем пределе указанного выше диапазона ( $\frac{h}{b} = 2,8 \div 3,5$ ).



Фиг. 31. Зависимость момента сопротивления швеллерного сечения от отношения его размеров.



Фиг. 32. Расчетная схема сечения с отогнутыми полками.

Влияние толщины профиля  $\delta$  на момент сопротивления видно из формулы (114). При заданной площади профиля уменьшение его толщины способствует увеличению момента сопротивления, следовательно, профиль меньшей толщины обеспечивает более рациональное использование материала лонжерона в отношении его прочности при изгибе. Однако чрезмерное уменьшение толщины профиля нежелательно, так как при этом снижается его прочность при кручении, а также создается опасность потери устойчивости полки. При уменьшении толщины профиля необходимый момент сопротивления при изгибе обеспечивается за счет соответствующего увеличения высоты профиля, вследствие чего увеличивается напряжение в сечении при кручении рамы.

В автомобильных рамах часто применяют поперечины швеллерного сечения с отогнутыми полками (фиг. 32). Этот профиль иногда называют омегаобразным. Толщина стенки для всего профиля одинакова. Сечение имеет одну ось симметрии, поэтому центр тяжести

сечения расположен на этой оси. Положение центра тяжести вдоль оси  $Y$  определяется расстоянием  $c_y$  от срединной линии горизонтальной стенки профиля:

$$c_y = \frac{b(b + 2h_1)}{h + 2b + 2h_1}. \quad (115)$$

Площадь сечения определяется формулой

$$F = \delta(h + 2b + 2h_1). \quad (116)$$

Оси  $x$  и  $y$  являются главными центральными осями сечения. Моменты инерции сечения относительно этих осей равны

$$\left. \begin{aligned} J_x &= \frac{\delta b^2}{3} \cdot \frac{b(b + 2h) + 2h_1(2b + 3h)}{h + 2b + 2h_1}; \\ J_y &= \frac{\delta}{12} [h^2(h + 6b + 6h_1) + 4h_1^2(3h + 2h_1)]. \end{aligned} \right\} \quad (117)$$

Моменты сопротивления при изгибе для крайних точек сечения в соответствии с указанной на фиг. 32 нумерацией определяются следующими формулами:

$$\left. \begin{aligned} W_{x1} = W_{x4} &= \frac{J_x}{b - c_y} = \frac{\delta b}{3} \cdot \frac{b(b + 2h) + 2h_1(2b + 3h)}{h + b}; \\ W_{x2} = W_{x3} &= \frac{J_x}{c_y} = \frac{\delta b}{3} \cdot \frac{b(b + 2h) + 2h_1(2b + 3h)}{b + 2h_1}; \\ W_{y1'} = W_{y4'} &= \frac{J_y}{\frac{h}{2} + h_1} = \frac{\delta}{6} \cdot \frac{h^2(h + 6b + 6h_1) + 4h_1^2(3h + 2h_1)}{h + 2h_1}; \\ W_{y2} = W_{y3} &= \frac{2J_y}{h} = \frac{\delta}{6} \cdot \frac{h^2(h + 6b + 6h_1) + 4h_1^2(3h + 2h_1)}{h}. \end{aligned} \right\} \quad (118)$$

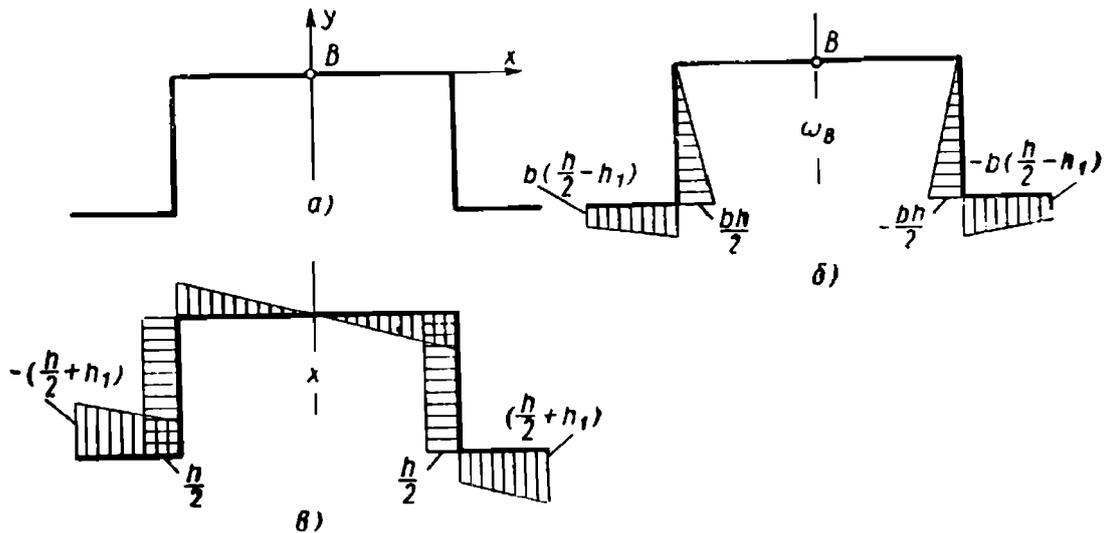
Момент инерции и момент сопротивления при кручении определяются на основе формулы (54). Ввиду отсутствия данных о величине коэффициента  $\alpha$  принимаем приближенно  $\alpha = 1$ ; тогда

$$\left. \begin{aligned} J_\kappa &= \frac{\delta^3}{3} (h + 2b + 2h_1); \\ W_\kappa &= \frac{J_\kappa}{\delta} = \frac{\delta^2}{3} (h + 2b + 2h_1). \end{aligned} \right\} \quad (119)$$

Центр изгиба лежит на оси симметрии сечения, т. е. на оси  $y$ . Для определения его положения вдоль оси воспользуемся формулами (65). При этом для упрощения расчетов целесообразно вспомогательный полюс поместить в точке  $B$ . Тогда получаем

$$a_y = - \frac{1}{J_y} \int_s \omega_B x \delta ds. \quad (120)$$

Для вычисления входящего в формулу интеграла построены вспомогательные оси координат с началом в точке  $B$  (фиг. 33,  $a$ ), эюра секториальных координат  $\omega_B$  при полюсе в точке  $B$  (фиг. 33,  $b$ ) и эюра координаты  $x$  (фиг. 33,  $в$ ).

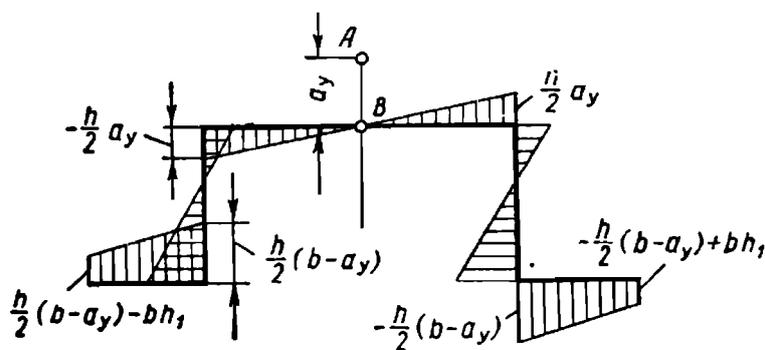


Фиг. 33. Вспомогательные оси и эюры для определения координат центра изгиба.

Интеграл можно вычислить перемножением эюр  $\omega_B$  и  $x$  по правилу Верещагина. С учетом формулы (117) для  $J_y$  получаем

$$a_y = \frac{b [3h^2 (b + 2h_1) - 8h_1^3]}{h^2 (h + 6b + 6h_1) + 4h_1^2 (3h + 2h_1)}. \quad (121)$$

Как видно из формулы, в зависимости от соотношения размеров, центр изгиба данного сечения может быть расположен либо вверх от точки  $B$ , либо вниз от нее.



Фиг. 34. Эюра секториальных площадей.

На фиг. 34 показана эюра секториальных площадей при полюсе в центре изгиба; нулевая точка совпадает с точкой  $B$ . Секториальные координаты в крайних точках сечения в соответствии с указанной на фиг. 32 нумерацией вычисляются по следующим формулам:

$$\left. \begin{aligned}
 \omega_1 = -\omega_4 &= -\frac{h}{2}(b - a_y) = \\
 &= -\frac{bh}{2} \cdot \frac{h^2(h + 3b) + 4h_1^2(3h + 4h_1)}{h^2(h + 6b + 6h_1) + 4h_1^2(3h + 2h_1)}; \\
 \omega_{1'} = -\omega_{4'} &= -\frac{h}{2}(b - a_y) + bh_1 = \omega_1 + bh_1; \\
 \omega_2 = -\omega_3 &= \frac{h}{2}a_y = \\
 &= \frac{bh}{2} \cdot \frac{3h^2(b + 2h_1) - 8h_1^3}{h^2(h + 6b + 6h_1) + 4h_1^2(3h + 2h_1)}.
 \end{aligned} \right\} \quad (122)$$

Для данного профиля за счет соответствующего подбора длины отогнутой части  $h_1$  можно добиться минимального значения секториальной координаты  $u$  края полки, что будет способствовать повышению прочности стержня при кручении.

Секториальный момент инерции данного сечения вычисляем по способу Верещагина с использованием эпюры секториальных площадей (фиг. 34) по следующему выражению:

$$\begin{aligned}
 J_\omega &= \frac{\delta h^2}{12} [2b^3 - 6b^2a_y + (h + 6b)a_y^2] + \\
 &+ \frac{\delta h_1}{6} [3h^2(b - a_y)^2 - 6h(b - a_y)bh_1 + 4b^2h_1^2]. \quad (123)
 \end{aligned}$$

### Стержни закрытого профиля

В качестве примера рассмотрим прямоугольный профиль с постоянной толщиной стенок (фиг. 35). Центр тяжести сечения расположен на пересечении осей симметрии в точке  $O$ .

Площадь сечения

$$F = 2\delta(h + b). \quad (124)$$

Оси  $x$  и  $y$  являются главными центральными осями сечения. Моменты инерции и моменты сопротивления относительно этих осей определяются следующими формулами:

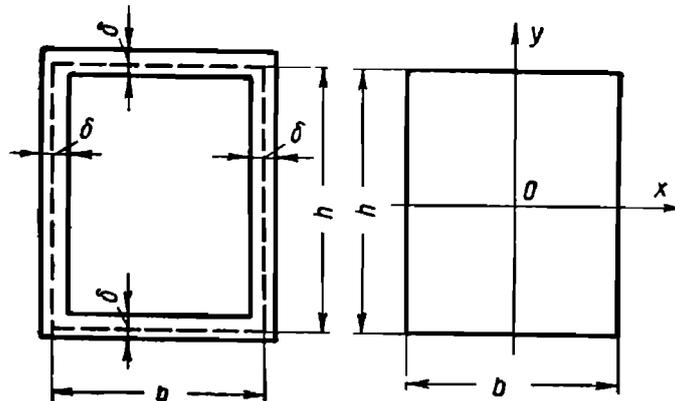
$$\left. \begin{aligned}
 J_x &= \frac{\delta h^2}{6}(h + 3b); \\
 J_y &= \frac{\delta b^2}{6}(b + 3h); \\
 W_x &= \frac{2J_x}{h} = \frac{\delta h}{3}(h + 3b); \\
 W_y &= \frac{2J_y}{b} = \frac{\delta b}{3}(b + 3h).
 \end{aligned} \right\} \quad (125)$$

Момент инерции при кручении определяем на основе формулы (44), которую в случае постоянной толщины стенок можно представить в виде

$$J_{\kappa} = \frac{\Omega^2 \delta}{s_0}, \quad (126)$$

где  $s_0$  — периметр контура, образованного срединной линией сечения;

$\Omega$  — удвоенная площадь контура.



Фиг. 35. Чертеж и расчетная схема прямоугольного профиля.

В общем случае, при переменной толщине стенок формулу для момента инерции при кручении можно представить в таком же виде, т. е.

$$J_{\kappa} = \frac{\Omega^2 \delta_0}{s_0}, \quad (127)$$

где  $\delta_0$  — некоторая условная толщина, определяемая формулой

$$\delta_0 = \frac{s_0}{\oint \frac{ds}{\delta}}. \quad (128)$$

Для рассматриваемого прямоугольного профиля получаем

$$J_{\kappa} = \frac{2b^2 h^2 \delta}{b + h}. \quad (129)$$

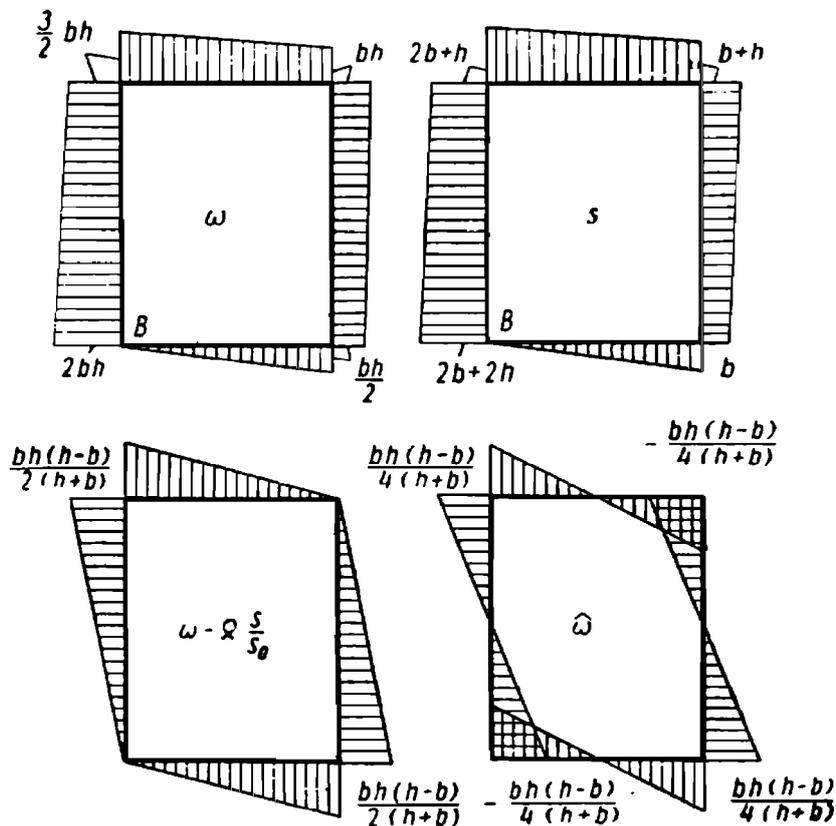
При определении момента сопротивления при чистом кручении в данном случае нужно исходить не из величины момента инерции, как во всех других случаях. Момент сопротивления при чистом кручении для стержней закрытого профиля может быть введен непосредственно на основе формулы (42). Знаменатель этой формулы, очевидно, и будет являться моментом сопротивления при чистом кручении т. е.

$$W_{\kappa} = \delta \Omega = 2\delta b h. \quad (130)$$

Центр изгиба рассматриваемого сечения также совпадает с точкой пересечения осей симметрии, т. е. с точкой  $O$ . Нулевая точка, т. е. начала отсчета секториальных площадей, не имеет значения, так как обобщенная секториальная площадь, определяемая формулой (59), в случае замкнутого сечения не зависит от выбора нулевой точки. При постоянной толщине стенок формула (59) приобретает следующий вид:

$$\hat{\omega} = \omega - \Omega \frac{s}{s_0} - \frac{1}{s_0} \oint \left( \omega - \Omega \frac{s}{s_0} \right) ds, \quad (131)$$

где  $s$  — текущая координата — длина по срединной линии сечения;  $s_0$  — периметр контура.



Фиг. 36. Построение эпюры секториальных площадей для прямоугольного профиля.

В общем случае при переменной толщине формулу (59) можно представить в аналогичном виде, т. е.

$$\hat{\omega} = \omega - \Omega \frac{s}{s_0} - \frac{1}{F} \oint \left( \omega - \Omega \frac{s}{s_0} \right) \delta ds, \quad (132)$$

где  $\hat{s}$  — обобщенная координата, определяемая формулой

$$\hat{s} = \delta_0 \int_0^s \frac{ds}{\delta}. \quad (133)$$

Построение эпюры обобщенной секториальной площади распадается на ряд этапов (фиг. 36). Сначала строим эпюру  $\omega$ , выбирая

начало отсчета, например, в точке  $B$ . Затем строим эюру координаты  $s$  с началом отсчета в точке  $B$  и вычисляем величину

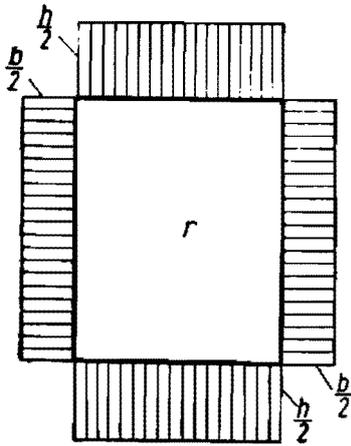
$$\frac{\Omega}{s_0} = \frac{bh}{h+b}. \quad (134)$$

Вычитанием эюр строим новую эюру  $\omega - \Omega \frac{s}{s_0}$ . Затем вычисляем интеграл, который в данном случае равен площади эюры  $\omega - \Omega \frac{s}{s_0}$ :

$$\left. \begin{aligned} \oint \left( \omega - \Omega \frac{s}{s_0} \right) ds &= \frac{bh}{2} (h-b); \\ \frac{1}{s_0} \oint \left( \omega - \Omega \frac{s}{s_0} \right) ds &= \frac{bh(h-b)}{4(h+b)}. \end{aligned} \right\} \quad (135)$$

Полученную величину вычитаем из эюры  $\omega - \Omega \frac{s}{s_0}$  и получаем окончательную эюру обобщенной секториальной площади. В угловых точках сечения обобщенные секториальные координаты определяются формулой

$$\hat{\omega}_1 = -\hat{\omega}_2 = \hat{\omega}_3 = -\hat{\omega}_4 = -\frac{bh(h-b)}{4(h+b)}. \quad (136)$$



Фиг. 37. Вспомогательная эюра  $r$ .

При равенстве сторон прямоугольника ( $b=h$ ) обобщенная секториальная площадь во всех точках сечения обращается в нуль. Следовательно, при стесненном кручении квадратный профиль не испытывает деформации сечения и в нем не возникают нормальные напряжения.

Секториальный момент инерции вычисляется по формуле (90) интегрированием или способом Верещагина. В результате получим

$$\hat{J}_\omega = \frac{\delta b^2 h^2 (h-b)^2}{24(h+b)}. \quad (137)$$

Моменты сопротивления в угловых точках сечения

$$\hat{W}_{\omega_1} = -\hat{W}_{\omega_2} = \hat{W}_{\omega_3} = -\hat{W}_{\omega_4} = \frac{\hat{J}_\omega}{\hat{\omega}_1} = -\frac{\delta bh}{6} (h-b). \quad (138)$$

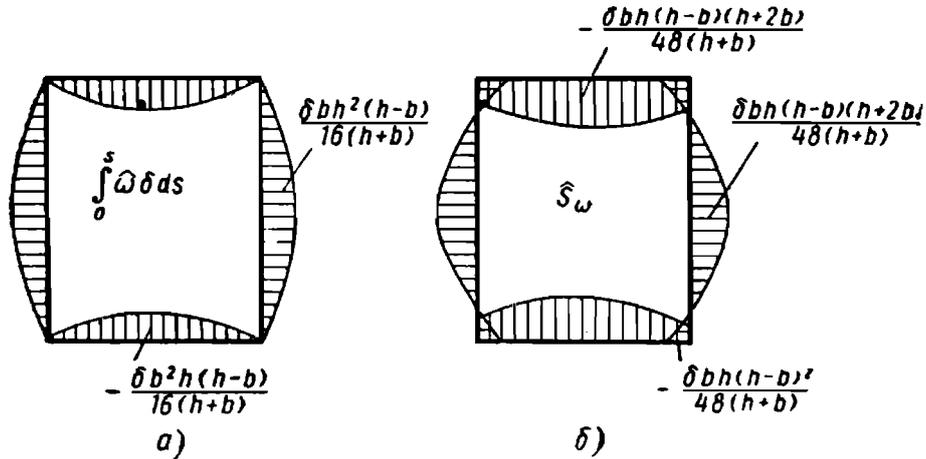
Для вычисления направленного момента инерции по формуле (84) строим вспомогательную эюру  $r$  (фиг. 37), с помощью которой находим

$$J_r = \frac{\delta bh(h+b)}{2}. \quad (139)$$

Вычисляем коэффициент искажаемости сечения по формуле (86):

$$\mu = 1 - \frac{J_{\kappa}}{J_r} = \left( \frac{b-h}{b+h} \right)^2. \quad (140)$$

Естественно, что для квадратного сечения ( $b=h$ ) коэффициент искажаемости равен нулю. Эпюра  $\hat{S}_{\omega}$  также строится в два приема (фиг. 38) в соответствии с формулой (81). Сначала строим эпюру



Фиг. 38. Построение эпюры секториального статического момента для прямоугольного профиля.

первого слагаемого с использованием эпюры  $\hat{\omega}$ . Начало отсчета назначаем в точке  $Z$ . Далее вычисляем второе слагаемое:

$$\frac{1}{\Omega} \oint \left[ \int_0^s \hat{\omega} \delta ds \right] r ds = \frac{\delta b h (h-b)^2}{48(h+b)}. \quad (141)$$

Вычитая эту величину из эпюры, показанной на фиг. 38, а, получим эпюру  $\hat{S}_{\omega}$  (фиг. 38, б).

В рамках применяются также стержни круглого профиля. У стержней такого профиля не возникают депланации и, следовательно, отсутствуют дополнительные напряжения стесненного кручения. Характеристики изгиба и чистого кручения для данного профиля вычисляются по следующим формулам:

$$J_x = J_y = \pi \delta R^3; \quad W_x = W_y = \pi \delta R^2; \quad J_{\kappa} = 2\pi \delta R^3; \quad W_{\kappa} = 2\pi \delta R^2. \quad (142)$$

## ЧАСТНЫЕ СЛУЧАИ КРУЧЕНИЯ СТЕРЖНЕЙ

### Стержни открытого профиля

Дифференциальное уравнение кручения стержней открытого профиля (75) имеет общее решение, которое может быть записано в следующем виде:

$$\chi = A_1 \operatorname{sh} \frac{kz}{l} + A_2 \operatorname{ch} \frac{kz}{l} + \frac{l}{kEJ_{\omega}} \int_0^z M_{\kappa}(z_1) \operatorname{sh} \frac{k}{l} (z - z_1) dz_1, \quad (143)$$

где  $A_1$  и  $A_2$  — произвольные постоянные, определяемые из граничных условий;  
 $\operatorname{sh} \frac{kz}{l}$  и  $\operatorname{ch} \frac{kz}{l}$  — гиперболические функции.

Если крутящий момент постоянен по длине стержня, то формула (143) после интегрирования приобретает вид:

$$\chi = A_1 \operatorname{sh} \frac{kz}{l} + A_2 \operatorname{ch} \frac{kz}{l} - \frac{l^2}{k^2 EJ_\omega} M_\kappa \left( 1 - \operatorname{ch} \frac{kz}{l} \right). \quad (144)$$

Введем новые постоянные  $C_1$  и  $C_2$  и используем формулу (76) для приведения формулы (144) к следующему виду:

$$\chi = - \frac{M_\kappa}{GJ_\kappa} \left[ 1 + C_1 \frac{k}{l} \operatorname{sh} \frac{kz}{l} + C_2 \frac{k}{l} \operatorname{ch} \frac{kz}{l} \right]. \quad (145)$$

Для определения угла поворота  $\theta$  используем зависимость (74)

$$\theta = \frac{M_\kappa}{GJ_\kappa} \left[ z + C_1 \left( \operatorname{ch} \frac{kz}{l} - 1 \right) + C_2 \operatorname{sh} \frac{kz}{l} \right]. \quad (146)$$

Формула (146) построена таким образом, чтобы в начале координат угол поворота был равен нулю.

Бимомент и изгибно-крутильный момент определяются формулами (93). Собирая все зависимости вместе, получим следующие выражения:

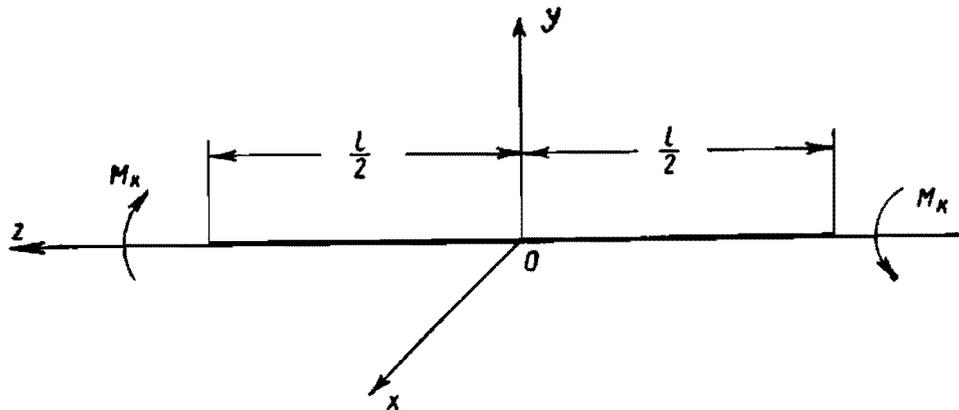
$$\left. \begin{aligned} \theta &= \frac{M_\kappa}{GJ_\kappa} \left[ z + C_1 \left( \operatorname{ch} \frac{kz}{l} - 1 \right) + C_2 \operatorname{sh} \frac{kz}{l} \right]; \\ \chi &= - \frac{d\theta}{dz} = - \frac{M_\kappa}{GJ_\kappa} \left[ 1 + C_1 \frac{k}{l} \operatorname{sh} \frac{kz}{l} + C_2 \frac{k}{l} \operatorname{ch} \frac{kz}{l} \right]; \\ B &= EJ_\omega \frac{d\chi}{dz} = - M_\kappa \left[ C_1 \operatorname{ch} \frac{kz}{l} + C_2 \operatorname{sh} \frac{kz}{l} \right]; \\ M_\omega &= EJ_\omega \frac{d^2\chi}{dz^2} = \frac{dB}{dz} = - M_\kappa \frac{k}{l} \left[ C_1 \operatorname{sh} \frac{kz}{l} + C_2 \operatorname{ch} \frac{kz}{l} \right]. \end{aligned} \right\} \quad (147)$$

Указанные формулы дают общее решение задачи о стесненном кручении стержня открытого профиля.

Соответствующим выбором произвольных постоянных это решение может быть приспособлено для различных частных случаев, рассматриваемых ниже.

**Случай 1.** На концах стержня постоянного сечения депланация равна нулю.

Помещаем начало координат в середине стержня (фиг. 39), тогда граничными условиями на его концах являются  $\chi = 0$  при



Фиг. 39. Схема для расчета стержня на стесненное кручение.

$z = \pm \frac{l}{2}$ . Подставим эти значения в уравнения (147) и определим произвольные постоянные:

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= 0; \\ C_2 &= -\frac{l}{k \operatorname{ch} \frac{k}{2}} \cdot \end{aligned} \right\} \quad (148)$$

После подстановки постоянных  $C_1$  и  $C_2$  в уравнения (147) получаем для бимоента и изгибно-крутильного момента следующие формулы:

$$\left. \begin{aligned} B &= \frac{M_k l}{k \operatorname{ch} \frac{k}{2}} \operatorname{sh} \frac{kz}{l}; \\ M_\omega &= \frac{M_k}{\operatorname{ch} \frac{k}{2}} \operatorname{ch} \frac{kz}{l}. \end{aligned} \right\} \quad (149)$$

Полный угол закручивания вычисляется с помощью первой формулы (147) путем подстановки  $z = \pm \frac{l}{2}$  и сложения полученных величин. Таким образом

$$\theta_0 = \frac{M_k l}{GJ_k} \left( 1 - \frac{2}{k} \operatorname{th} \frac{k}{2} \right). \quad (150)$$

**Случай 2.** На одном конце стержня постоянного сечения депланация равна нулю, второй конец свободен.

Начало координат помещаем в сечении, для которого депланация равна нулю. Направление координатных осей и крутящих моментов показано на фиг. 39. При этом граничными условиями

являются  $\chi = 0$  при  $z = 0$  и  $B = 0$  при  $z = l$ . Определяем произвольные постоянные с помощью уравнений (147):

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= \frac{l}{k} \operatorname{th} k; \\ C_2 &= -\frac{l}{k}. \end{aligned} \right\} \quad (151)$$

После подстановки значений  $C_1$  и  $C_2$  в уравнения (147) получаем для бимоента и изгибно-крутильного момента:

$$\left. \begin{aligned} B &= -\frac{M_{\kappa} l}{k \operatorname{ch} k} \operatorname{sh} \frac{k}{l} (l - z); \\ M_{\omega} &= \frac{M_{\kappa}}{\operatorname{ch} k} \operatorname{ch} \frac{k}{l} (l - z). \end{aligned} \right\} \quad (152)$$

Если начало координат помещено на свободном конце стержня, то указанные формулы имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} B &= \frac{M_{\kappa} l}{k \operatorname{ch} k} \operatorname{sh} \frac{kz}{l}; \\ M_{\omega} &= \frac{M_{\kappa}}{\operatorname{ch} k} \operatorname{ch} \frac{kz}{l}. \end{aligned} \right\} \quad (153)$$

Полный угол закручивания вычисляем с помощью первой формулы (147), подставляя  $z = l$ :

$$\theta_0 = \frac{M_{\kappa} l}{GJ_{\kappa}} \left( 1 - \frac{1}{k} \operatorname{th} k \right). \quad (154)$$

Если отсутствует ограничение депланации на обоих концах стержня, то он будет испытывать чистое кручение. Полный угол закручивания стержня в этом случае определится формулой (52). Формулы (150) и (154) для угла закручивания при стесненном кручении отличаются от формулы (52) наличием дополнительного множителя, зависящего от изгибно-крутильной характеристики стержня. Множитель этот всегда меньше единицы, следовательно, при одинаковом крутящем моменте полный угол закручивания стержня при стесненном кручении оказывается меньше, чем при свободном кручении. Таким образом, ограничение свободы депланации концов стержня повышает его общую жесткость при кручении.

Сравнивая структуру формул (52), (150) и (154), нетрудно заметить, что указанное повышение жесткости при стесненном кручении может быть учтено путем введения новой величины — приведенного момента инерции стержня при кручении  $J$ , отличающегося от момента инерции при свободном кручении  $J_{\kappa}$  на некоторый множитель  $\rho$ :

$$J = J_{\kappa} \rho. \quad (155)$$

Например, при отсутствии депланации обоих концов стержня

$$p = \frac{1}{1 - \frac{2}{k} \operatorname{th} \frac{k}{2}}. \quad (156)$$

При отсутствии депланации только одного конца стержня

$$p = \frac{1}{1 - \frac{1}{k} \operatorname{th} k}. \quad (157)$$

В обоих случаях этот множитель больше единицы, в соответствии с чем приведенный момент инерции оказывается больше момента инерции при свободном кручении.

В результате введения новой величины — приведенного момента инерции  $J$  при кручении можно во всех случаях применять одну общую формулу для полного угла закручивания стержня:

$$\theta_0 = \frac{M_{\kappa} l}{GJ}. \quad (158)$$

**Случай 3.** Стержень состоит из нескольких участков различного сечения. Каждый участок заданной длины имеет свои секториальные характеристики. Крутящий момент на всех участках одинаков.

На каждом участке начало координат помещается на правом конце. Задавая значения бимоента на левом и правом концах участка ( $B_A$  и  $B_n$ ), запишем уравнения (147) в виде:

$$\left. \begin{aligned} \theta &= \frac{1}{GJ_{\kappa}} \left\{ M_{\kappa} z - \frac{B_A}{\operatorname{sh} k} \operatorname{sh} \frac{kz}{l} + \frac{B_n}{\operatorname{sh} k} \left[ \operatorname{sh} k - \operatorname{sh} \frac{k}{l} (l - z) \right] \right\}; \\ \chi &= - \frac{1}{GJ_{\kappa}} \left[ M_{\kappa} - \frac{B_A k}{l \operatorname{sh} k} \operatorname{ch} \frac{kz}{l} + \frac{B_n k}{l \operatorname{sh} k} \operatorname{ch} \frac{k}{l} (l - z) \right]; \\ B &= - \frac{1}{\operatorname{sh} k} \left[ - B_A \operatorname{sh} \frac{kz}{l} - B_n \operatorname{sh} \frac{k}{l} (l - z) \right]; \\ M_{\omega} &= - \frac{k}{l \operatorname{sh} k} \left[ - B_A \operatorname{ch} \frac{kz}{l} + B_n \operatorname{ch} \frac{k}{l} (l - z) \right]. \end{aligned} \right\} \quad (159)$$

С помощью этих формул получаем следующую зависимость: для полного угла закручивания рассматриваемого участка

$$\theta_0 = \frac{M_{\kappa} l}{GJ_{\kappa}} \left( 1 + \frac{B_n - B_A}{M_{\kappa} l} \right), \quad (160)$$

а также для депланации на концах участка

$$\left. \begin{aligned} \chi_n &= - \frac{1}{GJ_{\kappa}} \left[ M_{\kappa} - \frac{B_A k}{l \operatorname{sh} k} + \frac{B_n k}{l \operatorname{th} k} \right]; \\ \chi_A &= - \frac{1}{GJ_{\kappa}} \left[ M_{\kappa} - \frac{B_A k}{l \operatorname{th} k} + \frac{B_n k}{l \operatorname{sh} k} \right]. \end{aligned} \right\} \quad (161)$$

Из условий равновесия бимоментов следует, что в точках сопряжения участков бимоменты на концах смежных стержней равны между собой, т. е.

$$B_{n,i} = B_{n,i+1} = B_i. \quad (162)$$

Индексы в формуле (162) соответствуют нумерации участков и узлов слева направо

Таким образом, если стержень состоит из  $\kappa$  участков, то уравнения (159), составленные для каждого участка, будут содержать  $\kappa + 1$  неизвестных бимоментов. Для определения неизвестных бимоментов используются условия неразрывности деформации:

$$\chi_{n,i} = \chi_{n,i+1}, \quad (163)$$

где  $i = 1, 2, 3, \dots, \kappa - 1$ .

Вместе с граничными условиями на концах стержня уравнения (163) дадут  $\kappa + 1$  уравнений для определения неизвестных бимоментов. Найденные величины бимоментов подставляют в уравнения (159). Для определения полного угла закручивания стержня используют формулу (160). Вычисленные по этой формуле углы закручивания отдельных участков складывают.

**Случай 4.** Стержень состоит из отдельных участков, на которых крутящий момент имеет различные значения.

Расчет производится по тому же методу, что и в предыдущем случае, с использованием формул (159)—(163).

### Стержни закрытого профиля

Дифференциальное уравнение кручения стержней закрытого профиля (91) имеет общее решение, которое может быть записано в следующем виде:

$$\chi = A_1 \operatorname{sh} \frac{kz}{l} + A_2 \operatorname{ch} \frac{kz}{l} + \frac{\mu l}{kEJ_\omega} \int_0^z M_\kappa(z_1) \operatorname{sh} \frac{k}{l}(z - z_1) dz_1. \quad (164)$$

Если крутящий момент не меняется по длине стержня, то формула (164) после интегрирования приобретает вид:

$$\chi = A_1 \operatorname{sh} \frac{kz}{l} + A_2 \operatorname{ch} \frac{kz}{l} - \frac{\mu l^2}{k^2 E J_\omega} M_\kappa \left( 1 - \operatorname{ch} \frac{kz}{l} \right). \quad (165)$$

Введем новые постоянные  $C_1$  и  $C_2$  и используем формулу (92) для приведения формулы (165) к следующему виду:

$$\chi = - \frac{M_\kappa}{GJ_\kappa} \left[ 1 + C_1 \frac{k}{l} \operatorname{sh} \frac{kz}{l} + C_2 \frac{k}{l} \operatorname{ch} \frac{kz}{l} \right]. \quad (166)$$

Для определения угла поворота  $\theta$  используем зависимость (85):

$$\theta = \frac{M_\kappa}{GJ_\kappa} \left[ z + \mu C_1 \left( \operatorname{ch} \frac{kz}{l} - 1 \right) + \mu C_2 \operatorname{sh} \frac{kz}{l} \right]. \quad (167)$$

Формула построена таким образом, чтобы в начале координат угол поворота был равен нулю.

Бимомент и изгибно-крутильный момент определяются формулами (93). Собирая все зависимости вместе, получим следующие выражения:

$$\left. \begin{aligned} \theta &= \frac{M_{\kappa}}{GJ_{\kappa}} \left[ z + \mu C_1 \left( \operatorname{ch} \frac{kz}{l} - 1 \right) + \mu C_2 \operatorname{sh} \frac{kz}{l} \right]; \\ \chi &= -\frac{1}{\mu} \cdot \frac{d\theta}{dz} + \frac{1-\mu}{\mu} \cdot \frac{M_{\kappa}}{GJ_{\kappa}} = \\ &= -\frac{M_{\kappa}}{GJ_{\kappa}} \left[ 1 + C_1 \frac{k}{l} \operatorname{sh} \frac{kz}{l} + C_2 \frac{k}{l} \operatorname{ch} \frac{kz}{l} \right]; \\ B &= EJ_{\omega} \frac{d\chi}{dz} = -\mu M_{\kappa} \left[ C_1 \operatorname{ch} \frac{kz}{l} + C_2 \operatorname{sh} \frac{kz}{l} \right]; \\ M_{\omega} &= EJ_{\omega} \frac{d^2\chi}{dz^2} = \frac{dB}{dz} = \\ &= -\mu \frac{k}{l} M_{\kappa} \left[ C_1 \operatorname{sh} \frac{kz}{l} + C_2 \operatorname{ch} \frac{kz}{l} \right]. \end{aligned} \right\} \quad (168)$$

Указанные формулы дают общее решение задачи о стесненном кручении стержня закрытого профиля. Сравнивая их с формулам (147) для стержня открытого профиля, видим, что при  $\mu=1$  они полностью совпадают.

В принципе использование этих формул в различных частных случаях такое же, как и для стержней открытого профиля. Для примера разберем случай, при котором депланация конечных сечений стержня не допускается.

Помещаем начало координат в середине стержня, тогда на его концах имеем условия  $\chi=0$  при  $z = \pm \frac{l}{2}$ . Подставим эти значения в уравнения (168) и определим произвольные постоянные:

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= 0; \\ C_2 &= -\frac{l}{k \operatorname{ch} \frac{k}{2}}. \end{aligned} \right\} \quad (169)$$

После подстановки постоянных  $C_1$  и  $C_2$  в уравнения (168) получаем для бимоента и изгибно-крутильного момента следующие формулы:

$$\left. \begin{aligned} B &= \frac{\mu M_{\kappa} l}{k \operatorname{ch} \frac{k}{2}} \operatorname{sh} \frac{kz}{l}; \\ M_{\omega} &= \frac{\mu M_{\kappa}}{\operatorname{ch} \frac{k}{2}} \operatorname{ch} \frac{kz}{l}. \end{aligned} \right\} \quad (170)$$

Полный угол закручивания вычисляется с помощью первой формулы (168), в результате чего получим

$$\theta_0 = \frac{M_{\kappa} l}{GJ_{\kappa}} \left( 1 - \frac{2\mu}{k} \operatorname{th} \frac{k}{2} \right). \quad (171)$$

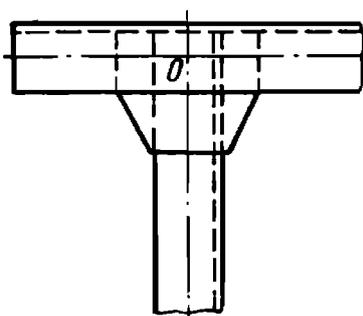
Множитель  $p$ , используемый для определения приведенного момента инерции, в данном случае определяется из выражения

$$p = \frac{1}{1 - \frac{2\mu}{k} \operatorname{th} \frac{k}{2}}. \quad (172)$$

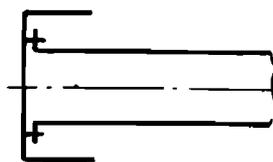
Аналогично можно рассчитывать и другие случаи кручения стержней закрытого профиля.

### РАБОТА УЗЛОВ РАМЫ ПРИ СТЕСНЕННОМ КРУЧЕНИИ

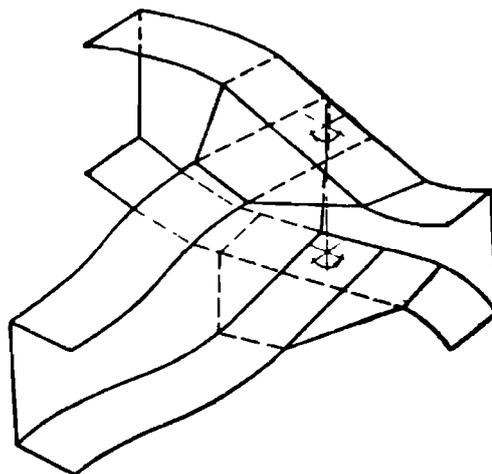
Степненное кручение стержней рамы создает особые условия работы для узлов рамы, т. е. для мест соединения поперечин с лонжеронами. Поэтому следует прежде всего рассмотреть работу узлов рамы при стесненном кручении лонжеронов и поперечин.



Фиг. 40. Схема крепления поперечины к полкам лонжерона.



Фиг. 41. Схема крепления поперечины к стенке лонжерона.



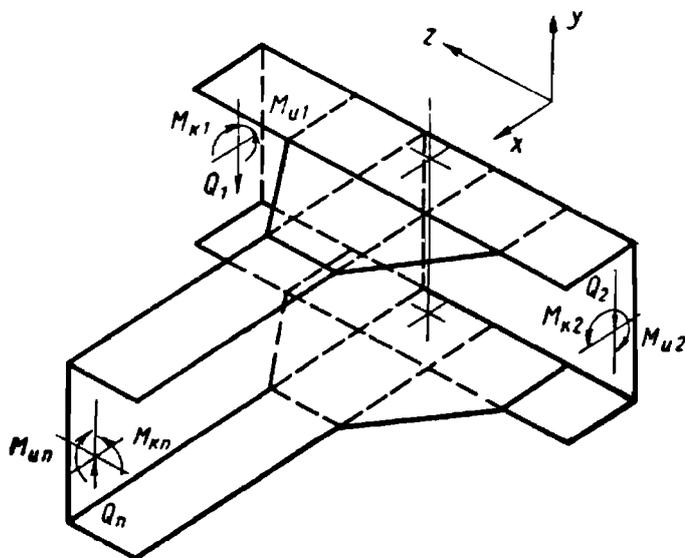
Фиг. 42. Схема деформации узла.

На фиг. 40 показана схема обычного узла рамы. Лонжерон проходит в узле без перерыва, а поперечина присоединяется к лонжерону с помощью косынок, прикрепленных к горизонтальным полкам лонжеронов. Поперечины также имеют горизонтальные полки, к которым крепятся косынки. Иногда косынками служат горизонтальные полки поперечины, либо косынки составляют одно целое с полками поперечины. Все такого рода соединения можно объединить по признаку крепления поперечин к полкам лонжеронов.

Можно также крепить поперечины к стенкам лонжеронов (фиг. 41) с помощью специальных фланцев. Поперечины могут быть таких же конструктивных форм, как и при креплении к полкам. В этом случае применяются также поперечины круглого или овального профиля. Используют также смешанный способ крепления за одну из полок и за стенку лонжерона.

Введем понятие об оси узла. На фиг. 40 на горизонтальных полках лонжерона и поперечины проведены линии, проходящие через нулевые точки эпюр секториальных площадей. Через точку  $O$  пересечения этих линий перпендикулярно плоскости полков проходит ось узла. Отметим, что эпюра секториальных площадей в нескольких точках сечения проходит через нуль. На горизонтальных полках также имеются точки, в которых секториальная площадь равна нулю (см. фиг. 29).

На фиг. 42 показана схема деформации узла при стесненном кручении лонжерона и поперечины. Верхняя и нижняя косынки поворачиваются вокруг оси узла на равные углы в противоположные стороны. Считая размеры косынок малыми, а косынки жесткими, можно принять, что в сечениях, примыкающих к узлу, угол поворота косынок равен углам поворота полков лонжерона и поперечины. В данном случае углы поворота полков можно вычислить, взяв производную от продольного перемещения  $w$  по координате  $s$ . С учетом формул (45), (57), (58) и (131) получаем:



Фиг. 43. Схема усилий в сечениях.

для стержня открытого профиля

$$\alpha_y = \chi \frac{d\omega}{ds} = \chi r; \quad (173)$$

для стержня закрытого профиля

$$\alpha_y = \chi \frac{d\omega}{ds} = \chi \left( r - \frac{\Omega \delta_0}{s_0 \delta} \right). \quad (174)$$

Если лонжероны и поперечины имеют горизонтальные полки, расстояние между которыми равно  $h$  (высота профиля), то в формулах (173) и (174) следует считать  $r = \frac{h}{2}$ .

Из полученных формул, в частности, следует, что при составлении точных граничных условий в узле меру депланации  $\chi$  для концов всех стержней, сходящихся в узле, можно считать одинаковой только в том случае, когда все стержни имеют одинаковую высоту и открытый профиль. Во всех остальных случаях граничные условия нужно составлять с использованием формул (173) и (174), приравнивая для всех стержней угол поворота полков, а не меру депланации.

Определим силовые факторы, действующие в узле. Схема узла с действующими в сечениях стержней усилиями показана на

фиг. 43. В сечениях стержней, которые будем считать расположенными в непосредственной близости к оси узла, в общем случае действуют перерезывающие силы  $Q_i$ , изгибающие и крутящие моменты  $M_u$  и  $M_k$ . Силы и момент, действующие в плоскости рамы, равны нулю, так как на раму действует нагрузка, перпендикулярная к ее плоскости. В сечениях стержней также действуют бимоменты, не показанные на фиг. 43.

Составляя уравнения равновесия узла, получим:

$$Q_1 - Q_2 + Q_n = 0; \quad (175)$$

$$M_{u1} - M_{u2} + M_{kn} = 0; \quad (176)$$

$$M_{k1} - M_{k2} + M_{un} = 0. \quad (177)$$

Так как размеры узла принимаются малыми, то моменты перерезывающих сил также будут малы и ими можно в двух последних уравнениях пренебречь.

Условия равновесия бимоментов в узле можно получить с помощью уравнения работ. При этом, так как работа касательных напряжений стесненного кручения равна нулю, следует вычислить только работу нормальных напряжений стесненного кручения:

$$\sum \int_s \sigma w \delta ds = 0. \quad (178)$$

Используя формулу (57) для  $w$  и (96) для  $B$ , получим

$$B_1 \chi_1 - B_2 \chi_2 + B_n \chi_n = 0. \quad (179)$$

Второе слагаемое взято с минусом, так как для второго сечения направление  $\sigma$  противоположно направлению оси  $z$ .

Если поперечина имеет открытый профиль и одинаковую с лонжероном высоту, то с помощью формулы (173) найдем следующее граничное условие в узле:

$$\chi_1 = \chi_2 = \chi_n, \quad (180)$$

Соответственно уравнение равновесия бимоментов в этом случае приобретает вид

$$B_1 - B_2 + B_n = 0. \quad (181)$$

Если поперечина имеет закрытый профиль или отличную от лонжерона высоту, то с помощью формулы (174) получаем граничное условие в виде

$$\chi_1 = \chi_2 = \chi_n \left( 1 - \frac{2\Omega\delta_0}{s_0\delta h_n} \right) \frac{h_n}{h_A}. \quad (182)$$

Уравнение равновесия бимоментов в узле в этом случае приобретает вид

$$B_1 - B_2 + \frac{B_n}{\left( 1 - \frac{2\Omega\delta_0}{s_0\delta h_n} \right) \frac{h_n}{h_A}} = 0. \quad (183)$$

Для определения усилий, действующих между косынками и полками лонжеронов, рассмотрим участок лонжерона (фиг. 44), вырезанный по концевым сечениям, примыкающим к узлу. В общем случае взаимодействие между косынкой и полкой лонжерона определяется тремя усилиями и тремя моментами. При этом задача определения всех усилий становится статически неопределимой. Ввиду этого целесообразно упростить задачу. Принимая размеры косынок малыми, можно также приближенно принять, что равнодействующая нормального давления  $F_y$  между косынкой и полкой направлена по оси узла.

Из условий равновесия получаем, что силы  $F_x$  и  $F_z$  на верхней и нижней полках образуют пары с плечом  $h$ , момент которых

$$F_x h = M_{\kappa 1} - M_{\kappa 2}; \quad (184)$$

$$F_z h = -M_{u1} + M_{u2}.$$

Для суммы нормальных сил на верхней и нижней полках получаем

$$F'_y + F''_y = -Q_1 + Q_2. \quad (185)$$

Моменты  $M_y$  на верхней и нижней полках равны и противоположно направлены; они образуют бимомент, уравновешиваемый бимоментами в сечениях лонжеронов. Условие равновесия получим с помощью уравнения работ:

$$B_1 \chi_1 - B_2 \chi_2 + 2M_y \alpha_y = 0. \quad (186)$$

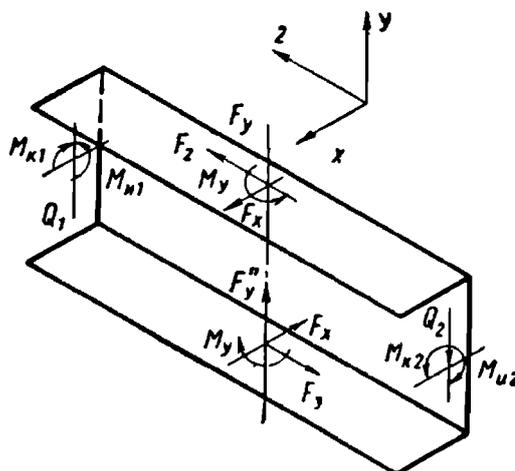
Используя уравнение (173), получаем

$$B_1 - B_2 + M_y h = 0. \quad (187)$$

Формулы (184), (185) и (187) можно использовать при расчетах заклепочного соединения в узле.

Выведенные зависимости, связывающие меру деформации стержней и величины концевых бимоментов в узле, используются при расчете вагонных рам [9], [10]. Указанные условия, составленные для всех узлов рамы, образуют систему уравнений, служащую для определения неизвестных величин деформаций или бимоментов в узле. Последовательное проведение этого метода приводит к очень громоздким расчетам в связи с необходимостью решения системы уравнений с большим числом неизвестных. На основе расчетного и экспериментального исследования автомобильных рам выявлено, что возможен более простой подход, обеспечивающий значительное упрощение расчетов и удовлетворительную точность.

Опыт показывает, что присоединение поперечин к полкам лонжеронов с помощью косынок обеспечивает высокую жесткость узла; концы стержней в узле в этом случае имеют малые деформации.



Фиг. 44. Схема усилий в узле.

Предполагая узлы такой конструкции абсолютно жесткими, можно принять, что меры депланации концов всех стержней, сходящихся в узле, равны нулю, т. е.

$$\chi_1 = \chi_2 = \chi_n = 0. \quad (188)$$

Граничные условия такого вида, как это будет показано ниже, делают задачу определения бимоментов вполне определенной и без использования условия равновесия бимоментов. При этом расчет рамы существенно упрощается, так как отпадает необходимость в решении системы уравнений с большим числом неизвестных величин — депланаций в узлах.

Узел с креплением поперечины к стенке лонжерона обладает меньшей жесткостью и в нем могут возникать несколько бóльшие депланации, чем при креплении поперечины к полкам лонжеронов.

Однако и в этом случае целесообразно отказаться от прямого использования уравнения равновесия бимоментов в узле, приводящего к значительному усложнению расчетов, и удовлетвориться приближенным расчетом, основанным на использовании теоретических формул с соответствующей их корректировкой на основе опытных данных.

Прежде всего следует отметить, что способ крепления поперечины к лонжерону оказывает непосредственное влияние только на лонжерон и в значительно меньшей степени влияет на поперечину. Действительно, при креплении поперечины к стенке лонжерона деформация концевого сечения поперечины ограничена стенкой лонжерона, что обеспечивает необходимую жесткость соединения и позволяет принять полное отсутствие депланации концевого сечения поперечины, т. е.

$$\chi_n = 0. \quad (189)$$

Таким образом, независимо от способа крепления к лонжерону, поперечину следует рассчитывать в условиях нулевых депланаций в узлах; при этом во всех случаях обеспечивается необходимая точность расчетов.

При расчете лонжерона нельзя полностью пренебрегать разницей в способах крепления поперечин. Для выяснения рациональных упрощений в этом случае необходимо более детально выяснить влияние величины депланации в узле на напряжения и углы поворота в сечениях лонжерона. Расчеты показывают, что сравнительно небольшие депланации концевых сечений участков лонжерона, возможные при креплении поперечин к стенке лонжерона, оказывают различное количественное влияние на напряжения и углы поворота. Напряжения в лонжероне при сохранении одинаковой величины крутящего момента с учетом небольших депланаций изменяются незначительно, а углы поворота участков лонжерона — в более сильной степени. Так, при учете депланации, достигающей  $0,5 \frac{\theta_0}{l}$  ( $\theta_0$  — полный угол закручивания участка лонжерона,

$l$  — его длина), при одинаковой величине крутящего момента напряжения на концах участка понижаются только на 10%, а угол закручивания участка увеличивается в 2 раза. При таком положении можно при расчете напряжений в участках лонжерона пренебречь влиянием малых концевых депланаций и вычислять напряжения по формулам, выведенным для нулевых депланаций на концах участка. В то же время необходимо найти путь, который позволил бы учесть влияние концевых депланаций на угол поворота.

Таким образом, при вычислении напряжений в лонжероне в случае крепления поперечин к стенке лонжерона применимы упрощенные граничные условия (188), а также расчетные формулы, вытекающие из этих условий. Следует подчеркнуть, что речь идет о сохранении величины напряжений только в том случае, когда сохраняется величина действующего на участок лонжерона крутящего момента. Однако крутящий момент, как это будет показано ниже, существенно зависит от жесткости участка лонжерона при кручении. В случае концевых депланаций угол поворота участка лонжерона увеличивается в 2 раза, т. е. его жесткость становится в 2 раза меньшей; крутящий момент при этом уменьшается также в 2 раза и соответственно уменьшаются напряжения. Следовательно, крепление поперечины к стенке лонжерона может значительно снизить напряжения в лонжероне за счет уменьшения жесткости участков лонжерона при кручении.

Расчет жесткости участков лонжерона при кручении в случае депланаций на концах участков может быть выполнен приближенно следующим образом. Обозначим меры депланации на левом и правом концах участка соответственно  $\chi_l$  и  $\chi_n$ . С помощью формул (147) найдем зависимость для полного угла закручивания участка лонжерона при наличии депланаций на его концах:

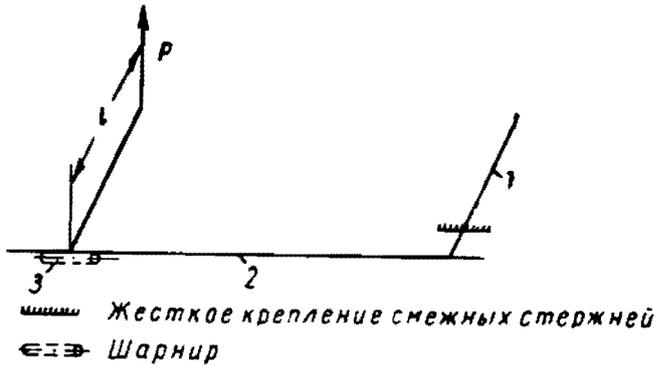
$$\theta_0 = \frac{M_k l}{GJ_k} \left( 1 - \frac{2}{k} \operatorname{th} \frac{k}{2} \right) - (\chi_l + \chi_n) \frac{l}{k} \operatorname{th} \frac{k}{2}. \quad (190)$$

По формуле (74) можно уяснить физический смысл депланации  $\chi$ , которая равна изменению угла поворота по длине стержня с обратным знаком. При свободном кручении депланация постоянна по длине стержня и, следовательно, равна частному от деления полного угла поворота  $\theta_0$  на длину стержня  $l$  с обратным знаком, т. е.  $\chi = -\frac{\theta_0}{l}$ . Другой крайний случай наступает при отсутствии депланаций, т. е. когда  $\chi = 0$ . Все остальные промежуточные варианты можно учесть путем введения коэффициента  $q$ , характеризующего жесткость узла. При этом принимаем для концевых депланаций следующие формулы:

$$\begin{aligned} \chi_l &= -\frac{\theta_0}{l} q_l; \\ \chi_n &= -\frac{\theta_0}{l} q_n. \end{aligned} \quad (191)$$

После подстановки значений деформации в выражение (190) и преобразований находим

$$\theta_0 = \frac{M_{\kappa} l}{GJ_{\kappa}} \cdot \frac{1 - \frac{2}{k} \operatorname{th} \frac{k}{2}}{1 - \frac{q_{\lambda} + q_n}{k} \operatorname{th} \frac{k}{2}} \quad (192)$$



Фиг. 45. Схема испытаний участка лонжерона.

Отсюда получаем новую формулу для приведенного момента инерции стержня при кручении:

$$J = \frac{J_{\kappa} \left[ 1 - \frac{q_{\lambda} + q_n}{k} \operatorname{th} \frac{k}{2} \right]}{1 - \frac{2}{k} \operatorname{th} \frac{k}{2}} \quad (193)$$

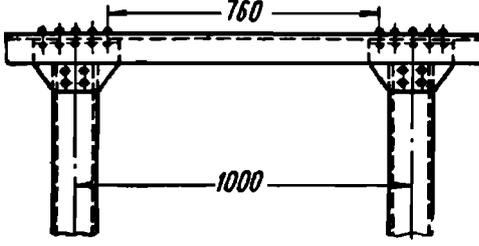
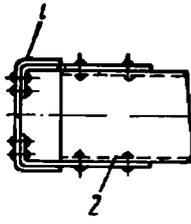
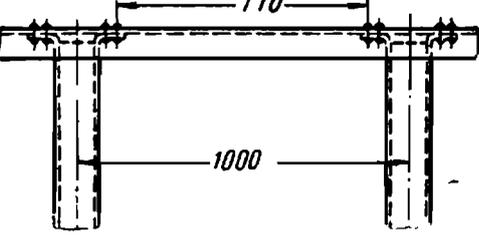
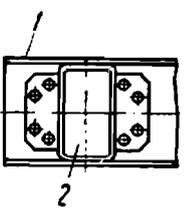
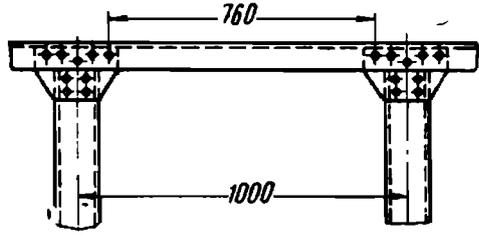
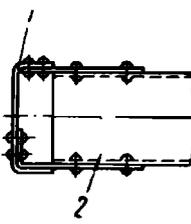
Эта формула представляет собой обобщение ранее полученных формул (155) и (156); при  $q_{\lambda} = q_n = 0$  формулы совпадают.

Для подтверждения развитых выше положений и определения возможных значений коэффициентов  $q$  проводились специальные эксперименты по определению жесткости при кручении участков лонжеронов с различными способами крепления поперечин закрытого профиля к лонжерону. В табл. 15 даны схемы участков лонжеронов, подвергавшихся испытаниям. Сечение лонжерона — швеллер с размерами  $225 \times 80 \times 6,35$ . При испытаниях участок лонжерона 2 закреплялся, как показано на фиг. 45, т. е. правый узел участка лонжерона жестко закреплялся путем защемления поперечины 1. Крутящий момент создавался силой  $P$  на плече  $l$ . Для исключения возможного изгиба лонжерона на левом конце был установлен шарнир 3.

Таблица 15

Схема участков лонжеронов

Варианты крепления поперечин (с помощью заклепок)	Схема участка лонжерона	Схема узла (1 — лонжерон; 2 — поперечина)
1. Косынками к полкам лонжерона		

Варианты крепления поперечин (с помощью заклепок)	Схема участка лонжера	Схема узла (1 – лонжерон; 2 – поперечина)
2. Отогнутыми козынками к стенке лонжера		
3. Боковыми фланцами к стенке лонжера		
4. Косынками к верхней полке и стенке лонжера		

Жесткость участков лонжера при кручении определялась путем снятия упругих характеристик (фиг. 46) для всех четырех вариантов. Результаты обработки упругих характеристик приведены в табл. 16.

Таблица 16

Упругие характеристики участков лонжера

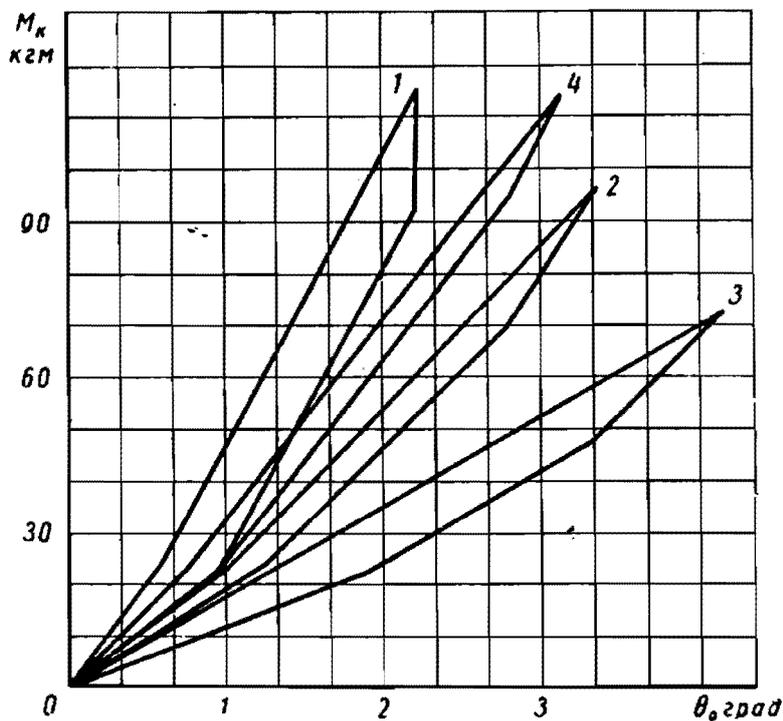
Параметры	Варианты			
	1	2	3	4
Расчетный момент инерции сечения при кручении $J_k$ в $см^4$ . . . . .	3,56	3,56	3,56	3,56
Жесткость участка лонжера при кручении в $кгм/град$ . . . . .	56,3	29,2	17,6	38,7
Экспериментальное значение приведенного момента инерции $J$ в $см^4$ . . . . .	40,5	21,0	12,7	27,9
Коэффициент $p$ . . . . .	11,4	5,9	3,6	7,8
Коэффициент $q$ . . . . .	0	0,49	0,73	0,29

Таким образом, из таблицы следует, что значения коэффициента  $q$ , характеризующего упругость узла, находятся в следующих пределах:

#### Крепление поперечин

	$q$
К полкам . . . . .	0
К стенке . . . . .	0,5 -- 0,7
К полке и стенке . . . . .	0,2 0,3

Отметим, что расчетное значение коэффициента  $\rho$  при отсутствии деформаций в узлах, вычисленное по формуле (156), составляет 10,6, что весьма близко к экспериментальной цифре, полу-



Фиг. 46. Упругие характеристики участков лонжерона (цифры кривых указывают номера вариантов).

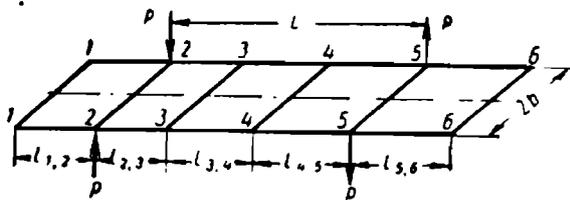
ченной для первого варианта, а расчетный приведенный момент инерции в этом случае составляет  $37,8 \text{ см}^4$ .

В заключение отметим, что приведенные здесь опытные данные позволяют учесть влияние конструкции узла только в случае достаточно малых деформаций. Для получения более общего и достаточно простого решения необходимы дальнейшие исследования в этой области, а также накопление экспериментальных данных.

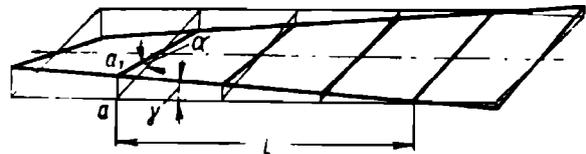
#### ОСНОВНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ ПЛОСКИХ РАМ

Рассмотрим деформацию рамы в целом. На фиг. 47 показана схема рамы с действующими на нее при кручении силами — реакциями рессор, образующими кососимметричную систему. Расчет такой системы существенно упрощается, если принять во внимание,

что жесткость на изгиб применяемых в рамах профилей превышает в сотни раз их жесткость на кручение. Это позволяет пренебречь деформациями изгиба стержней по сравнению с деформациями кручения и принять общую схему деформации рамы, показанную на фиг. 48. На этой схеме все стержни ввиду малости деформаций изгиба принимаются прямолинейными, поэтому на основе простейших геометрических соображений можно выразить деформации кручения всех стержней через один параметр — угол закручивания рамы. Таким образом, для рассматриваемой плоской рамы,



Фиг 47. Расчетная схема плоской рамы.



Фиг. 48. Схема деформации рамы.

являющейся сложной статически неопределимой системой, в результате принятия указанного выше предложения удастся существенно упростить решение задачи. При этом отпадает необходимость использования канонических уравнений или других сравнительно сложных уравнений, применяемых при расчете статически неопределимых стержневых систем.

Условимся деформацию всей рамы в целом оценивать углом закручивания рамы  $\alpha$ , определяемым углом относительного поворота двух поперечных сечений рамы, взятых над осями автомобиля, т. е. на расстоянии, равном его базе  $L$ . Очевидно, что

$$\alpha = \frac{aa_1}{b}, \quad (194)$$

где  $b$  — половина ширины рамы.

При отсутствии изгиба лонжеронов углы закручивания всех поперечин будут равны между собой и равны удвоенному углу подъема лонжерона, который может быть легко выражен через угол закручивания рамы:

$$\theta_{0,1,1} = \theta_{0,2,2} = \dots = \theta_{0,n,n} = -2\gamma = -\frac{2aa_1}{L} = -\frac{2b}{L}\alpha. \quad (195)$$

Знак минус соответствует повороту по часовой стрелке. При этом знак угла поворота поперечин определяется в соответствии с принятым направлением координатных осей.

Углы закручивания участков лонжеронов между поперечинами при отсутствии изгиба поперечин пропорциональны длинам участков  $l$ :

$$\theta_{0,i,i+1} = \frac{l_{i,i+1}}{L}\alpha. \quad (196)$$

Если ввести приведенные моменты инерции при кручении поперечин  $J_{i,i}$  и участков лонжеронов  $J_{i,i+1}$ , то зависимость между крутящими моментами и углами закручивания будет выражаться формулой (158). В применении к рассматриваемому случаю можно записать:

для поперечин

$$M_{i,i} = \frac{GJ_{i,i}\theta_{0,i,i}}{2b};$$

для участков лонжеронов

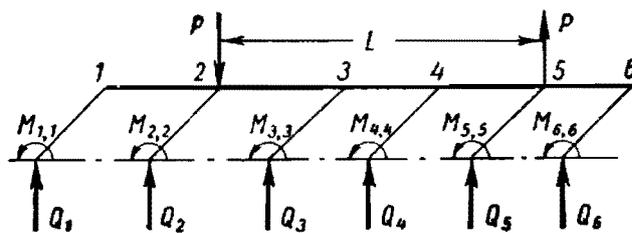
$$M_{i,i+1} = \frac{GJ_{i,i+1}\theta_{0,i,i+1}}{l_{i,i+1}}.$$

Учитывая формулы (195) и (196), получим

$$M_{i,i} = -\frac{GJ_{i,i}a}{L}; \quad (197)$$

$$M_{i,i+1} = \frac{GJ_{i,i+1}a}{L}. \quad (198)$$

Разрежем все поперечины в плоскости симметрии рамы и перейдем от статически неопределимой системы, показанной на



Фиг. 49. Схема внутренних силовых факторов.

фиг. 47, к расчетной схеме, изображенной на фиг. 49. В местах разреза необходимо приложить внутренние силовые факторы. Так как система симметрична, а нагрузка кососимметрична, то в местах разреза будут действовать только крутящие моменты  $M_{i,i}$  и перерезывающие

силы  $Q_i$ . Для крутящих моментов была уже выведена формула (197). Для определения перерезывающих сил воспользуемся формулой (177), причем подставим в нее величину изгибающего момента  $M_{un}$  на конце поперечины вблизи узла, равную произведению перерезывающей силы на плечо  $b$ . В конечном счете это даст следующую формулу для перерезывающей силы:

$$Q_1 = \frac{1}{b}(M_{i,i+1} - M_{i-1,i}) = \frac{G(J_{i,i+1} - J_{i-1,i})a}{bL}. \quad (199)$$

Очевидно, что, применяя формулу (199) для крайних поперечин, нужно положить  $J_{0,1} = J_{n,n+1} = 0$ . Рассмотрим далее равновесие всей рассчитываемой части рамы (фиг. 49). Составляем уравнение моментов относительно оси поперечины 1:

$$PL + (M_{1,1} + M_{2,2} + \dots + M_{n,n}) + Q_2 l_{1,2} + Q_3 l_{1,3} + \dots + Q_n l_{1,n} = 0.$$

Подставляем значения из уравнений (197) и (199) и определяем угол

$$\alpha = \frac{2bPL}{GJ_p}, \quad (200)$$

где

$$J_p = \frac{2}{L} [J_{1,2}l_{1,2} + J_{2,3}l_{2,3} + \dots + J_{n-1,n}l_{n-1,n} + b \cdot (J_{1,1} + J_{2,2} + \dots + J_{n,n})]. \quad (201)$$

Смысл величины  $J_p$  может быть установлен следующим образом. Очевидно, что произведение  $2bP$  в формуле (200) представляет собой внешний момент, закручивающий раму, т. е.

$$M = 2bP. \quad (202)$$

Поэтому уравнение (200) можно записать в виде

$$\alpha = \frac{ML}{GJ_p}. \quad (203)$$

Полученная формула устанавливает зависимость между углом закручивания рамы  $\alpha$  и крутящим моментом  $M$ . По аналогии с формулой (158) кручения отдельного стержня величину  $J_p$  можно назвать приведенным моментом инерции при кручении всей рамы в целом. С помощью формулы (203) полученные ранее формулы (197), (198) и (199) для внутренних силовых факторов могут быть также записаны в следующем виде:

$$M_{i,i} = -\frac{J_{i,i}}{J_p} M; \quad (204)$$

$$M_{i,i+1} = \frac{J_{i,i+1}}{J_p} M; \quad (205)$$

$$Q_i = \frac{J_{i,i+1} - J_{i-1,i}}{bJ_p} M. \quad (206)$$

Выведенные формулы справедливы при условии, что деформации изгиба стержней малы по сравнению с деформациями кручения. Для лонжеронов, представляющих собой стержни открытого профиля с большой разницей между жесткостями на изгиб и кручение, это предположение всегда справедливо. Однако в качестве поперечин рамы часто применяются стержни закрытого профиля, у которых жесткость на изгиб и кручение отличается незначительно. Выясним характер поправок, которые получаются в этом случае. Так как лонжероны не изгибаются, то формулы (195) для углов закручивания поперечин сохраняются. В формуле (196) для

угла закручивания участков лонжерона нужно учесть поправку, связанную с изгибом поперечины:

$$\theta_{0,i,i+1} = \frac{l_{i,i+1}^2}{L} - \frac{b^2}{2EJ_{x,i,i}} Q_i + \frac{b^2}{2EJ_{x,i+1,i+1}} Q_{i+1}, \quad (207)$$

где  $J_{x,i,i}$  и  $J_{x,i+1,i+1}$  — моменты инерции при изгибе соответствующих поперечин.

Приложенный к лонжерону крутящий момент

$$M_{i,i+1} = \frac{GJ_{i,i+1}^2}{L} + \frac{Gb^2J_{i,i+1}}{2El_{i,i+1}} \left( \frac{Q_{i+1}}{J_{x,i+1,i+1}} - \frac{Q_i}{J_{x,i,i}} \right). \quad (208)$$

Перерезывающая сила

$$Q_i = \frac{1}{b} (M_{i,i+1} - M_{i-1,i}). \quad (209)$$

Подставляя значение  $Q_i$  в формулу (208), получаем следующее уравнение для определения крутящих моментов на участках:

$$\begin{aligned} -\frac{a_{i,i+1}}{J_{x,i,i}} M_{i-1,i} + \left( 1 + \frac{a_{i,i+1}}{J_{x,i,i}} + \frac{a_{i,i+1}}{J_{x,i+1,i+1}} \right) M_{i,i+1} - \\ - \frac{a_{i,i+1}}{J_{x,i+1,i+1}} M_{i+1,i+2} = -\frac{GJ_{i,i+1}^2}{L}, \end{aligned} \quad (210)$$

где

$$a_{i,i+1} = \frac{GbJ_{i,i+1}}{2El_{i,i+1}}. \quad (211)$$

Уравнение (210) показывает, что поправки, вызванные учетом изгиба поперечин, определяются величинами  $\frac{a_{i,i+1}}{J_{x,i,i}}$  и  $\frac{a_{i,i+1}}{J_{x,i+1,i+1}}$ , которые зависят от жесткости на изгиб поперечин и жесткости на кручение лонжерона. Так как жесткости при кручении поперечин в уравнение (210) не входят, то влияние изгиба поперечин в этом случае оценивается отношением жесткости на кручение лонжерона и жесткости на изгиб поперечин, которое по-прежнему остается весьма малым. Пренебрегая в уравнении (210) малыми членами  $\frac{a_{i,i+1}}{J_{x,i,i}}$  и  $\frac{a_{i,i+1}}{J_{x,i+1,i+1}}$ , получим опять формулу (198). Следовательно, применение поперечин закрытого профиля не вносит принципиальных изменений в принятую ранее схему деформации при кручении рамы; выведенные для внутренних силовых факторов простые расчетные формулы действительны и в этом случае.

Таким образом, если при расчете рамы на кручение задан угол закручивания рамы  $\alpha$ , то внутренние силовые факторы определяются по формулам (197) — (199). При заданном внешнем крутящем моменте  $M$  внутренние силовые факторы определяются формулами (204) — (206). Задача при этом сводится к определению при-

веденных моментов инерции на кручение стержней рамы. Эта задача уже рассмотрена в предыдущих разделах.

Отметим еще раз, что изложенный выше метод определения деформаций рамы основан на пренебрежении деформациями изгиба по сравнению с деформациями кручения лонжеронов и, следовательно, требуется, чтобы деформации изгиба были весьма малы по сравнению с деформациями кручения. Большая разница между жесткостью на изгиб и кручение лонжеронов открытого профиля в известной мере гарантирует малость деформаций изгиба по сравнению с деформациями кручения, и этого обстоятельства обычно бывает достаточно для автомобильных рам. Вообще же величина деформаций зависит не только от жесткости, но и от действующих на лонжерон крутящих и изгибающих моментов. В ряде случаев, особенно на рамах тракторов, применяются поперечины, жесткость которых на кручение настолько велика по сравнению с жесткостью лонжеронов, что в этом случае на лонжерон будут действовать весьма большие изгибающие моменты, вызывающие значительные деформации изгиба лонжеронов, пренебрежение которыми уже не может быть допущено.

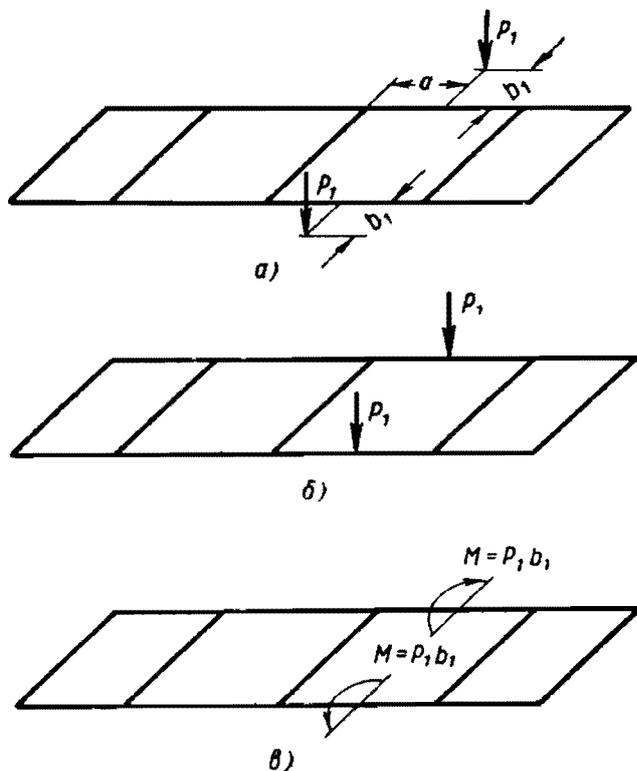
Таким образом, в случае применения поперечин, жесткость которых значительно выше жесткости лонжеронов, следует отказаться от изложенного выше упрощенного метода и решать задачу в более общем виде с учетом деформаций изгиба лонжеронов. Этот случай в настоящей книге не рассмотрен подробно, так как при расчете автомобильных рам он обычно не встречается.

Рассмотрим случаи, когда нагрузка приложена в точках, не совпадающих с осями изгиба лонжеронов. Для получения общих результатов достаточно рассмотреть систему, показанную на фиг. 50. В этом случае две равные силы приложены симметрично на расстоянии  $b_1$  от оси изгиба лонжерона. Точки приложения сил по длине лонжерона расположены на расстоянии  $a$  от узла.

Показанную на фиг. 50, *а* систему можно заменить двумя системами (фиг. 50, *б* и *в*). Действие нагрузки, приложенной на оси изгиба лонжерона, будем рассматривать в дальнейшем, а сейчас ограничимся рассмотрением действия двух симметричных крутящих моментов. Нагрузка такого типа вызывает кручение лонжеронов и изгиб поперечин. Деформация изгиба поперечин можно пренебречь по сравнению с деформациями кручения лонжеронов. При таком положении действие крутящих моментов локализуется на тех участках лонжерона, к которым они приложены. Необходимые из статических условий реактивные моменты создаются двумя смежными поперечинами; все остальные поперечины и участки лонжерона в данном случае в работе не участвуют. Действительно, ввиду симметрии нагрузки деформация рамы также должна быть симметричной. Это значит, что все поперечины сохраняют горизонтальное положение. Следовательно, при малости деформаций изгиба поперечин все узлы рамы остаются неподвижными и не поворачиваются. Отсюда ясно, что кручение происходит только на участках лонжеронов, нагруженных моментами. Задача, таким

образом, сводится к расчету на кручение стержня с закрепленными концами (фиг. 51).

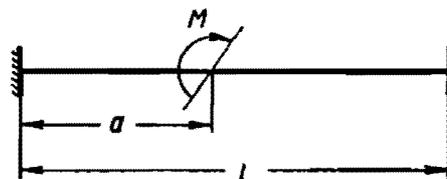
Таким образом, действие сосредоточенного крутящего момента распространяется только на близлежащий участок лонжерона, т. е. на участок лонжерона между двумя ближайшими поперечинами, а также и на эти поперечины, что существенно облегчает расчет. Выше был рассмотрен случай симметричного действия крутящих моментов на оба лонжерона. При действии сосредоточенного крутящего момента только на один лонжерон можно пренебречь не-



Фиг. 50. Схема преобразования нагрузок.

значительной деформацией всей рамы в целом, вызываемой асимметрией нагрузки, и использовать при расчете ту же схему (фиг. 51). По такой схеме можно учесть влияние запасного колеса, бензобака и других аналогичных агрегатов, установленных сбоку лонжерона и вызывающих местное его кручение.

Для расчета схемы (фиг. 51) разбиваем стерж-



Фиг. 51. Упрощенная расчетная схема.

жень на два участка с границей в точке приложения момента. Расчет каждого участка производим с помощью общих формул (147). Обозначая меру деформации в точке приложения момента через  $\chi_0$ , запишем граничные условия для левого участка, помещая начало координат для него на правом конце, т. е. в точке приложения момента:  $\chi=0$  при  $z=a$  и  $\chi=\chi_0$  при  $z=0$ .

С помощью второй формулы (147) получаем произвольные постоянные:

$$\left. \begin{aligned} C'_1 &= \frac{1}{k' \operatorname{th} k' a} \left( \frac{GJ_k}{M_1} \chi_0 + 1 - \operatorname{ch} k' a \right); \\ C'_2 &= -\frac{1}{k'} \left( \frac{GJ_k}{M_1} \chi_0 + 1 \right), \end{aligned} \right\} \quad (212)$$

где  $M_1$  — реактивный момент на левом конце стержня, воспринимаемый поперечиной;

$k'$  — изгибно-крутильная характеристика сечения, одинаковая для обоих участков;

$$k' = \frac{k}{l}. \quad (213)$$

Используя формулу для произвольных постоянных, запишем формулу для бимоента подставляя значения произвольных постоянных в третью формулу (147):

$$B' = \frac{M_1}{k' \operatorname{ch} \frac{k'a}{2}} \operatorname{sh} k' \left( z - \frac{a}{2} \right) - \frac{GJ_\kappa \chi_0}{k' \operatorname{sh} k'a} \operatorname{ch} k' (a - z). \quad (214)$$

С помощью первой формулы (147), подставляя в нее произвольные постоянные и  $z = a$ , найдем угол закручивания левого участка:

$$\theta'_0 = \frac{M_1}{GJ_\kappa} \left( a - \frac{2}{k'} \operatorname{th} \frac{k'a}{2} \right) - \chi_0 \frac{1}{k'} \operatorname{th} \frac{k'a}{2}. \quad (215)$$

Для правого участка стержня граничными условиями (также при начале координат на правом конце) являются  $\chi = \chi_0$  при  $z = l - a$  и  $\chi = 0$  при  $z = 0$ . Отсюда получаем произвольные постоянные:

$$\left. \begin{aligned} C_1^* &= \frac{1}{k' \operatorname{sh} k'(l-a)} \left[ -\frac{GJ_\kappa}{M_1 + M} \chi_0 - 1 + \operatorname{ch} k'(l-a) \right]; \\ C_2^* &= -\frac{1}{k'}. \end{aligned} \right\} \quad (216)$$

Аналогично находим формулы для бимоента и угла закручивания:

$$\begin{aligned} B'' &= \frac{M_1 + M}{k' \operatorname{ch} \frac{k'(l-a)}{2}} \operatorname{sh} k' \left( z - \frac{l-a}{2} \right) + \\ &+ \frac{GJ_\kappa \chi_0}{k' \operatorname{sh} k'(l-a)} \operatorname{ch} k' z; \end{aligned} \quad (217)$$

$$\theta''_0 = \frac{M_1 + M}{GJ_\kappa} \left[ (l-a) - \frac{2}{k'} \operatorname{th} \frac{k'(l-a)}{2} \right] - \chi_0 \frac{1}{k'} \operatorname{th} \frac{k'(l-a)}{2}. \quad (218)$$

На границе левого и правого участков бимоменты равны между собой, т. е.

$$B' = B'' \quad \text{при } z=0 \quad \text{при } z=l-a \quad (219)$$

Кроме того, полный угол закручивания стержня равен нулю ввиду неподвижности узлов рамы, т. е.

$$\theta'_0 + \theta''_0 = 0. \quad (220)$$

После подстановки значений получаем два уравнения для определения неизвестных величин  $M_1$  и  $\chi_0$ :

$$\left. \begin{aligned} -M_1 \operatorname{th} \frac{k'a}{2} - \frac{GJ_\kappa \chi_0}{\operatorname{th} k'a} &= (M_1 + M) \operatorname{th} \frac{k'(l-a)}{2} + \frac{GJ_\kappa \chi_0}{\operatorname{th} k'(l-a)}; \\ \frac{-M_1}{GJ_\kappa} \left( a - \frac{2}{k'} \operatorname{th} \frac{k'a}{2} \right) + \chi_0 \frac{1}{k'} \operatorname{th} \frac{k'a}{2} &= \frac{M_1 + M}{GJ_\kappa} \times \\ \times \left[ (l-a) - \frac{2}{k'} \operatorname{th} \frac{k'(l-a)}{2} \right] - \frac{\chi_0}{k'} \operatorname{th} \frac{k'(l-a)}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (221)$$

Величины  $M_1$  и  $\chi_0$  затем подставляют в формулы (214) и (217) для бимоментов.

Таким же образом учитывается действие дополнительных крутящих моментов, приложенных к лонжеронам кососимметрично. Этот случай возможен при кручении рамы, когда реакции рессор приложены в точках, не совпадающих с осями изгиба лонжеронов.

## РАСЧЕТНЫЕ РАЗМЕРЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ СЕЧЕНИЙ РАМНЫХ СТЕРЖНЕЙ

### РАСЧЕТНАЯ СХЕМА РАМЫ

Расчетная схема рамы представляет собой показанный на фиг. 47 чертеж, на котором указаны расчетные длины всех стержней и действующая на раму нагрузка. Построение расчетной схемы возможно несколькими способами:

- а) по линиям центров тяжести сечений стержней;
- б) по осям изгиба стержней;
- в) по линиям, соединяющим оси всех узлов.

Между этими способами имеются известные принципиальные отличия, однако практически разница в расчетных длинах стержней оказывается несущественной. Ввиду этого расчетную схему рамы можно строить на основе любого из указанных выше способов. Удобнее всего делать это следующим образом: в качестве расчетной ширины рамы принять ее геометрическую ширину между стенками лонжеронов, а расчетные длины участков лонжеронов определять по расстояниям между осями узлов.

В ряде случаев лонжероны рамы устанавливаются непараллельно и ширина рамы в передней части меньше, чем в задней. Однако разница в ширине обычно бывает небольшой и ею при расчетах можно пренебречь. При этом за расчетную ширину рамы можно принять ее ширину в средней части.

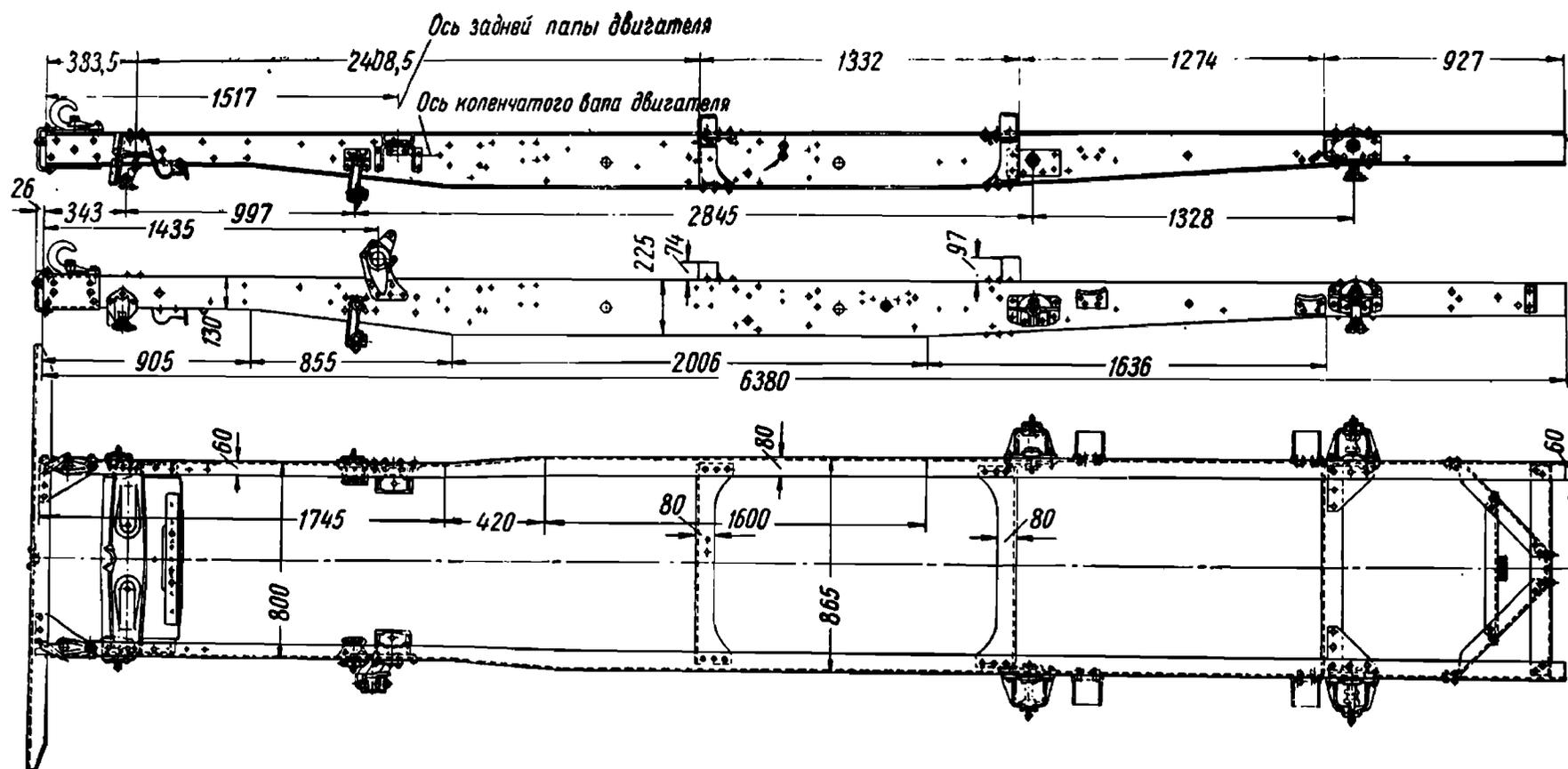
**Пример 1.** Построение расчетной схемы рамы автомобиля ЗИЛ-150. Ширина средней и задней частей рамы автомобиля ЗИЛ-150 равна 865 мм (фиг. 52). В передней части лонжероны имеют изгиб в плане и рама сужается до 800 мм. Этим изменением ширины рамы пренебрегаем и принимаем для расчетной ширины рамы величину  $2b = 86,5$  см.

Расстояние между осью первой поперечины и стенками второй поперечины по чертежу равно 2408,5 мм. Ось узла второй поперечины находится на расстоянии  $a_x$  от ее стенки, т. е. на расстоянии 30,6 мм (табл. 17).

Таким образом, расчетную длину первого участка лонжерона можно округленно принять равной 244 см.

Для второго участка лонжерона аналогично получаем

$$l_{2,8} = 1332 - 30,6 - 30,6 \approx 1270 \text{ мм} = 127 \text{ см.}$$



Фиг. 52. Рама автомобиля ЗИЛ-150.

Таблица 17

**Геометрические и секториальные характеристики сечений лонжеронов и поперечин рамы  
автомобиля ЗИЛ-150**

Сечение лонжерона или № поперечины	Размеры сечения			Координаты центра тяжести и центра изгиба		Моменты инерции			$k'$ в $см^{-1}$	Моменты сопротивления					
	$h$ в $см$	$b$ в $см$	$i$ в $см$	$c_x$ в $см$	$a_x$ в $см$	$J_K$ в $см^4$	$J_x$ в $см^4$	$J_\omega$ в $см^6$		$W_x$ в $см^3$	$W_K$ в $см^3$	$W_{\omega_1}$ в $см^4$	$W_{\omega_2}$ в $см^4$	$W_{\omega_3}$ в $см^4$	$W_{\omega_4}$ в $см^4$
Лонжероны															
АА	12,4	5,7	0,6	1,36	2,09	1,92	358	1280	0,0240	57,8	2,86	-57	99	-99	57
ББ	17,4	5,7	0,6	1,13	1,89	2,32	782	2820	0,0178	89,8	3,46	-85	171	-171	85
ВВ	21,9	6,7	0,6	1,27	2,17	2,84	1490	7440	0,0121	136,0	4,23	-150	313	-313	150
ГГ	21,9	7,7	0,6	1,59	2,61	3,00	1630	10700	0,0104	149,0	4,47	-192	375	-375	192
ДД	17,4	7,0	0,6	1,56	2,47	2,53	900	4880	0,0141	103,0	3,77	-124	227	-227	124
ЕЕ	12,4	6,1	0,6	1,51	2,28	1,98	377	1560	0,0221	60,7	2,95	-66	110	-110	66
Поперечины															
2	11,9	7,7	0,6	2,17	3,06	2,20	412	2610	0,0179	69,1	3,28	-94	143	-143	94
3	11,9	7,7	0,6	2,17	3,06	2,20	412	2610	0,0179	69,1	3,28	+94	-143	+143	-94
4	10,3	7,7	0,6	2,31	3,15	2,07	300	1870	0,0206	58,2	3,08	-80	115	-115	80
5	11,1	7,7	0,6	2,24	3,10	2,14	353	2220	0,0192	63,6	3,18	+87	-129	+129	-87

Для третьего участка лонжерона

$$l_{3,4} = 1274 + 30,6 + 31,5 \approx 1336 \text{ мм} = 133,6 \text{ см.}$$

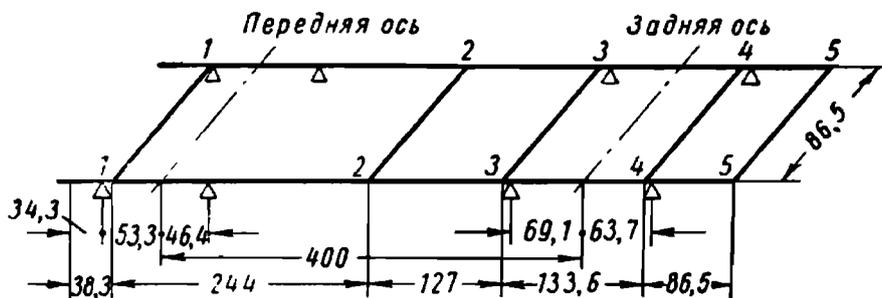
Для четвертого участка целесообразно в первом приближении пренебречь влиянием раскосов сцепного устройства, тогда

$$l_{4,5} = 927 - 31,5 - 31,0 \approx 865 \text{ мм} = 86,5 \text{ см.}$$

Расчетная схема рамы с размерами стержней показана на фиг. 53. На ней также показаны положение кронштейнов рессор и база автомобиля, определяющая положение осей автомобиля.

**Пример 2.** Построение расчетной схемы автомобиля ГАЗ-51. Ширина рамы (фиг. 54) на всей длине постоянна ( $2b=86 \text{ см}$ ). Как видно из чертежа, рама имеет шесть поперечин.

Жесткость второй поперечины для крепления двигателем, показанной на чертеже штриховыми линиями, очень мала: попере-



Фиг. 53. Расчетная схема рамы автомобиля ЗИЛ-150.

чина крепится к стенкам и нижним полкам лонжеронов. Для работы рамы на кручение вторая поперечина не имеет существенного значения и ее не будем учитывать.

Расстояние между осями первой и третьей поперечин равно 1837,5 мм, поэтому можно принять округленно  $l_{1,3} = 184 \text{ см}$ . Между осями третьей и четвертой поперечин расстояние равно 1215 мм; принимаем округленно  $l_{3,4} = 121 \text{ см}$ . Расстояние от оси четвертой поперечины до стенки пятой поперечины равно 1185 мм. Ось узла пятой поперечины находится на расстоянии  $a_x$  от ее стенки, т. е. на расстоянии 20,2 мм (см. табл. 18). Следовательно,

$$l_{4,5} = 1185 + 20,2 = 1205,2 \text{ мм} \approx 120 \text{ см.}$$

Расстояние между стенками пятой и шестой поперечин составляет 510 мм. С учетом положения центров узлов получаем

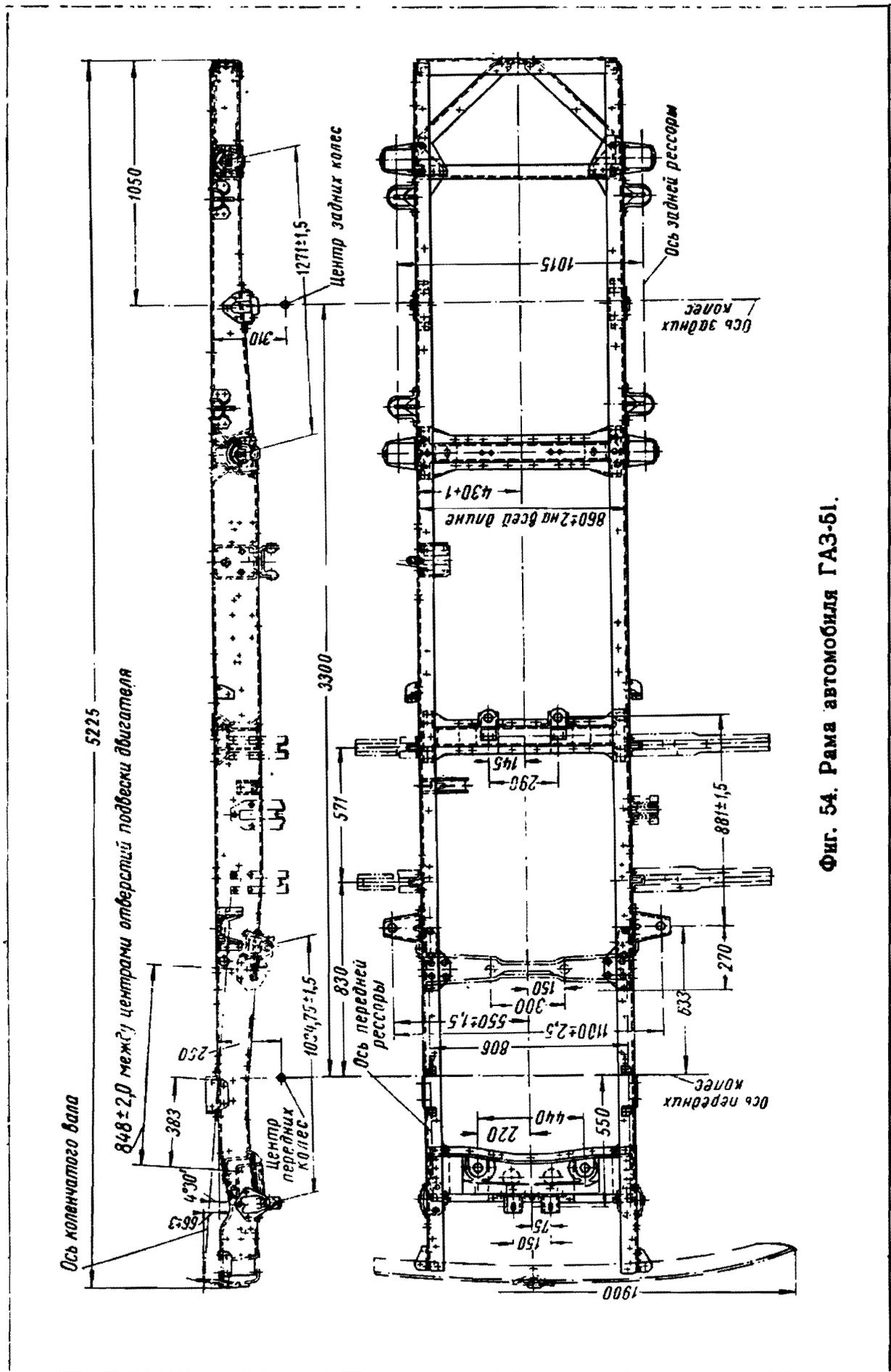
$$l_{5,6} = 510 - 20,2 - 23,8 = 466 \text{ мм} \approx 47 \text{ см.}$$

Расчетная схема рамы с размерами стержней показана на фиг. 55. На ней также показано положение кронштейнов рессор и база автомобиля.

**Пример 3.** Построение расчетной схемы рамы МАЗ-200.

Рама (фиг. 56) имеет шесть поперечин. Ширина рамы  $2b=87 \text{ см}$ .

Расстояние между осями первой и второй поперечин составляет 2423 мм; принимаем округленно  $l_{1,2} = 242 \text{ см}$ . Между осями



Фиг. 54. Рама автомобиля ГАЗ-51.

**Геометрические и секторальные характеристики сечений лонжеронов и поперечин рамы  
автомобиля ГАЗ-51**

Сечение лонжерона или № поперечины	Размеры сечения			Координаты центра тяжести и центра изгиба		Моменты инерции			$\mu$	$k'_{\text{в}}$ в $\text{см}^{-1}$	Моменты сопротивления					
	$h$ в см	$b$ в см	$\delta$ в см	$c_x$ в см	$a_x$ в см	$J_K$ в $\text{см}^4$	$J_x$ в $\text{см}^4$	$J_{\omega}$ в $\text{см}^6$			$W_x$ в $\text{см}^3$	$W_K$ в $\text{см}^3$	$W_{\omega_1}$ в $\text{см}^4$	$W_{\omega_2}$ в $\text{см}^4$	$W_{\omega_3}$ в $\text{см}^4$	$W_{\omega_4}$ в $\text{см}^4$
<b>Лонжероны</b>																
АА	11,45	6,22	0,55	1,62	2,38	1,48	293	1230	—	0,0214	51,3	2,41	—56	90	—90	56
ББ	14,95	6,22	0,55	1,41	2,21	1,70	536	2140	—	0,0174	71,6	2,76	—77	138	—138	77
ВВ	18,45	6,22	0,55	1,25	2,08	1,92	872	3730	—	0,0140	95,0	3,12	—98	195	—195	98
ГГ	14,95	6,22	0,55	1,41	2,21	1,70	536	2140	—	0,0174	71,6	2,76	—77	138	—138	77
ДД	11,45	6,22	0,55	1,62	2,38	1,48	293	1230	—	0,0214	51,3	2,41	—56	90	—90	56
<b>Поперечины</b>																
1	—	—	0,4	1,7*	4,1*	0,58	248	3980	—	0,0074	34	1,45	—125	+150	—150	+125
2	—	—	0,5	3,0*	2,4*	0,75	45	47	—	0,078	15	1,50	+6,5	—13	13	—6,5
3	5,5	7,6	0,4	0	0	107	57	9,8	0,0258	0,328	20,7	33,4	+5,85	—5,85	+5,85	—5,85
4	7,1	7,6	0,4	0	0	159	106	0,83	0,00115	0,918	29,8	43,2	+1,80	—1,80	+1,80	—1,80
5	10	5,3	0,4	1,36	2,02	0,49	140	426	—	0,0209	28,0	1,10	—26	42	—42	26
6	11,45	6,22	0,55	1,62	2,38	1,48	293	1230	—	0,0214	51,3	2,41	+56	—90	+90	—56
* Координаты центра тяжести и центра изгиба откладываются в направлении оси $y$ ( $c_y$ и $a_y$ ).																

Геометрические и секториальные характеристики сечений лонжеронов и поперечин рамы  
автомобиля МАЗ-200

Сечение лонжерона или № поперечины	Размеры сечения			Координаты центра тяжести и центра изгиба		Моменты инерции			$\mu$	$k'_{\frac{b}{v}}$ в $см^{-1}$	Моменты сопротивления					
	$h$ в см	$b$ в см	$\delta$ в см	$c_x$ в см	$a_x$ в см	$J_K$ в см <sup>4</sup>	$J_x$ в см <sup>4</sup>	$J_{\omega}$ в см <sup>6</sup>			$W_x$ в см <sup>3</sup>	$W_K$ в см <sup>3</sup>	$W_{\omega_1}$ в см <sup>4</sup>	$W_{\omega_2}$ в см <sup>4</sup>	$W_{\omega_3}$ в см <sup>4</sup>	$W_{\omega_4}$ в см <sup>4</sup>
Лонжероны																
АА	17,2	5,6	0,8	1,10	1,85	5,42	1000	3490	—	0,0243	117	6,06	—103	219	—219	108
ББ	18,4	5,6	0,8	1,06	1,81	5,65	1170	4100	—	0,0229	128	6,31	—118	246	—246	118
ВВ	20,4	6,6	0,8	1,30	2,18	6,42	1670	7850	—	0,0176	163	7,17	—174	353	—353	174
ГГ	23,2	7,6	0,8	1,50	2,52	7,34	2470	15800	—	0,0133	213	8,19	—268	542	—542	268
ДД	25,2	7,6	0,8	1,43	2,45	7,72	3000	19200	—	0,0124	238	8,62	—296	622	—622	296
ЕЕ	23,9	7,6	0,8	1,48	2,49	7,47	2650	17000	—	0,0129	222	8,34	—278	570	—570	278
ЖЖ	17,7	7,6	0,8	1,76	2,74	6,28	1320	8450	—	0,0168	149	7,02	—195	348	—348	195
И.И	17,2	7,6	0,8	1,78	2,76	6,19	1240	7900	—	0,0172	144	6,91	—189	333	—333	189
Поперечины																
1	—	—	0,6	2,61*	3,14*	3,10	215	10 200	—	0,0103	49	5,17	—264	328	—328	264
2	8,2	10	0,6	0	0	443	257	30	0,0098	0,235	63	98,4	14,8	—14,8	14,8	—14,8
3	8,2	10	0,6	0	0	443	257	30	0,0098	0,235	63	98,4	14,8	—14,8	14,8	—14,8
4	9,4	10	0,6	0	0	547	348	4,1	0,00095	0,220	74	113	+5,6	—5,6	5,6	—5,6
5	15,8	10	0,6	0	0	1160	1150	815	0,0506	0,166	145	190	—91,6	91,6	—91,6	+91,6
6	17,4	5,7	0,6	1,12	1,89	2,32	780	2 830	—	0,0177	90	3,44	+85	—172	+172	—85

\* Координаты центра тяжести и центра изгиба откладываются в направлении оси  $y$  ( $c_y$  и  $a_y$ ).

второй и третьей поперечин расстояние равно 697,5 мм; принимаем  $l_{2,3} = 70$  см. Расстояние между осями третьей и четвертой поперечин составляет 1355,5 мм; принимаем  $l_{3,4} = 136$  см. По расстоянию между осями четвертой и пятой поперечин определяем  $l_{4,5} = 133$  см. Расстояние от оси пятой поперечины до стенки шестой



Фиг. 55. Расчетная схема рамы автомобиля ГАЗ-51.

поперечины составляет 800 мм. С учетом расстояния до оси узла шестой поперечины (см. табл. 19) получаем

$$l_{5,6} = 800 - 18,9 = 781,1 \text{ мм} \approx 78 \text{ см.}$$

Расчетная схема рамы с размерами стержней показана на фиг. 57. На ней также показано расположение кронштейнов рес-сор и база автомобиля.

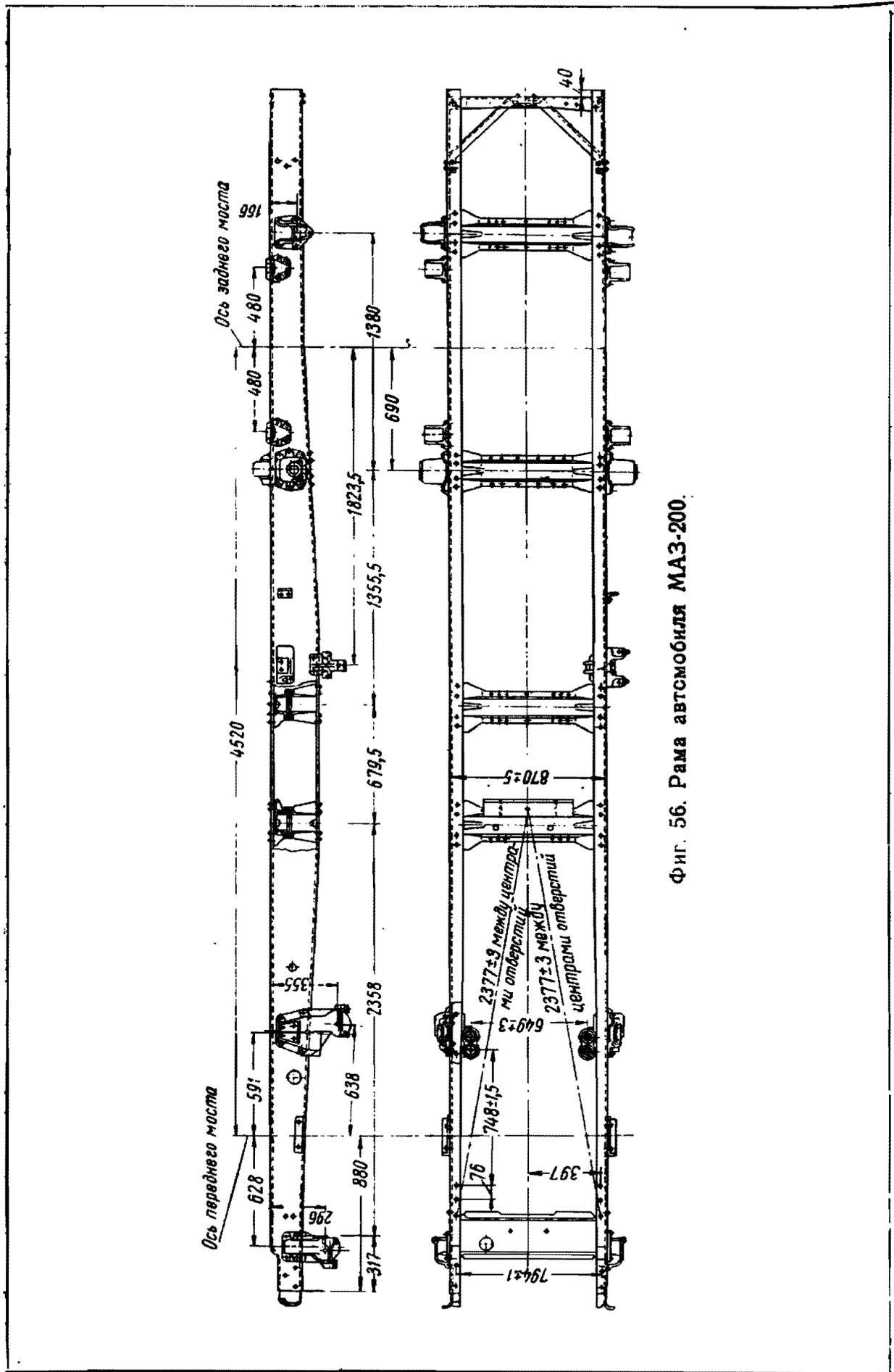
### ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И СЕКТОРИАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СЕЧЕНИЙ РАМНЫХ СТЕРЖНЕЙ

Геометрические и секториальные характеристики сечений определяются по формулам (97)—(142). Рассмотрим применение этих формул на примерах.

**Пример 1.** Расчет геометрических и секториальных характеристик сечений лонжеронов и поперечин рамы автомобиля ЗИЛ-150.

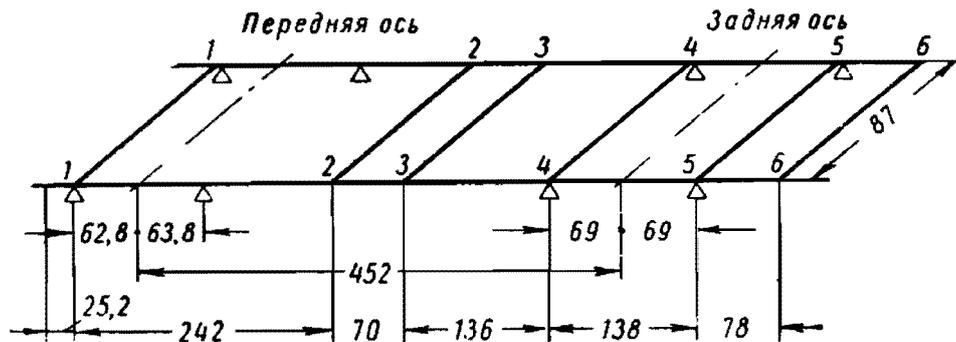
На фиг. 58 показана схема лонжерона рамы автомобиля ЗИЛ-150 с необходимыми расчетными размерами (в сантиметрах). На чертеже указано также расположение осей всех поперечин. Лонжерон по длине имеет ряд участков с различными размерами сечений. В связи с этим для определения геометрических и секториальных характеристик выделено шесть сечений: АА, ББ и т. д. На участках с непрерывным изменением размеров сечения по длине лонжерона определение характеристик будем производить по средним сечениям (сечения ББ, ВВ, ДД, ЕЕ).

Все поперечины рамы автомобиля ЗИЛ-150 — открытого и швеллерного профиля, за исключением поперечины 1, которая имеет более сложную форму. Поперечины 2 и 3 изогнуты в вертикальной плоскости. Для всех поперечин расчет геометрических и секториальных характеристик производим для средних сечений.



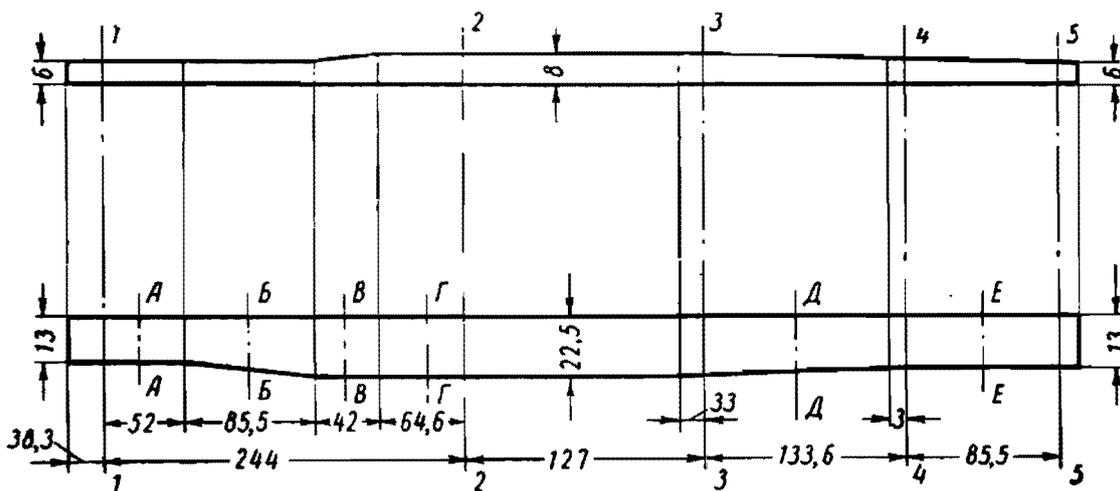
Фиг. 56. Рама автомобиля МАЗ-200.

Расчетные размеры сечений лонжеронов и поперечин указаны в табл. 17. Результаты расчета по формулам (97) — (123) приведены в табл. 17. Расчет поперечины 1 не производился ввиду сложности ее конфигурации.



Фиг. 57. Расчетная схема рамы автомобиля МАЗ-200.

В первых колонках таблицы приведены размеры сечений. Как уже отмечалось ранее, при определении характеристик сечений целесообразно использовать размеры сечений по срединной линии, как это показано, например, на фиг. 27. Если наружные раз-



Фиг. 58. Схема лонжерона рамы автомобиля ЗИЛ-150.

меры швеллерного профиля обозначить через  $H$  и  $B$ , то размеры по срединной линии нетрудно определить по формулам:

$$\left. \begin{aligned} h &= H - \delta; \\ b &= B - \frac{\delta}{2}, \end{aligned} \right\} \quad (222)$$

где  $\delta$  — толщина стенки профиля.

В следующих колонках таблицы помещены координаты центра тяжести и центра изгиба сечения. При этом для швеллерного профиля используют формулы (105) и (110).

Далее в таблице приведены значения моментов инерции сечений. Момент инерции при кручении для швеллерного профиля вычислен по формуле (108), момент инерции при изгибе определен

из формул (107), а секториальный момент инерции — по формуле (112).

В следующей колонке приведен коэффициент  $k'$  изгибно-крутильной характеристики сечений. Так как в данной таблице длина отдельных участков стержней не рассматривается, то использование изгибно-крутильной характеристики всего стержня, вычисляемой по формуле (76), связано с известными неудобствами. Вследствие этого в табл. 17 приведены значения коэффициента, вычисляемого по формуле

$$k' = \frac{k}{l} = \sqrt{\frac{GJ_k}{EJ_{\omega}}}. \quad (223)$$

Очевидно, что этот коэффициент связан с изгибно-крутильной характеристикой стержня следующим образом:

$$k = k'l. \quad (224)$$

Отметим, что при определении коэффициента  $k'$  принималось  $G = 8 \cdot 10^5 \text{ кг/см}^2$ ,  $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$ . В последних графах таблицы приведены значения моментов сопротивления. Момент сопротивления при изгибе для швеллерного профиля вычислен по формулам (107), момент сопротивления при чистом кручении — по формулам (109), секториальные моменты сопротивления — по формулам (113).

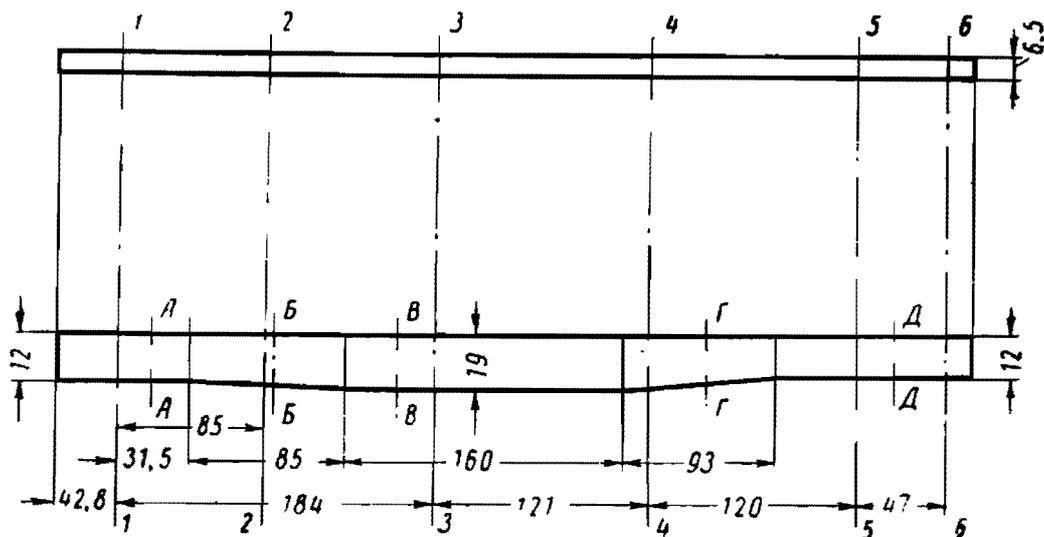
При определении знаков секториальных моментов сопротивления для поперечин следует обратить внимание на то, что поперечины расположены по-разному. Так, поперечины 2 и 4 расположены стенкой вперед, а поперечины 3 и 5 — стенкой назад. Это обстоятельство, естественно, влияет на знак секториальной координаты в различных точках сечения и, следовательно, влияет на знаки секториальных моментов сопротивления.

Отметим, что знаки секториальных моментов сопротивления будут противоположны также и для правого и левого лонжерона. В частности, в табл. 17 указаны знаки секториальных моментов сопротивления для правого лонжерона. В связи с этим такие же знаки должны иметь секториальные моменты сопротивления для поперечин, расположенных стенкой вперед, ввиду одинакового с правым лонжероном расположения сечений относительно осей координат. Для поперечин, расположенных стенкой назад, указаны противоположные знаки.

**Пример 2.** Расчет геометрических и секториальных характеристик сечений лонжеронов и поперечин рамы автомобиля ГАЗ-51.

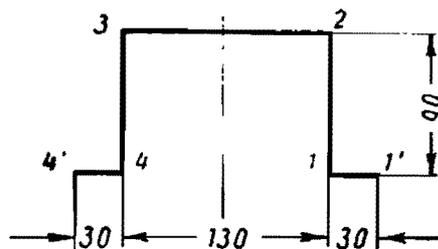
На чертеже лонжерона рамы автомобиля ГАЗ-51 (фиг. 59) показаны необходимые расчетные размеры (в сантиметрах) и указано также расположение всех поперечин. В соответствии с конфигурацией лонжерона на нем выбрано пять сечений, подлежащих расчету.

Поперечины 1 и 2 открытого профиля. Расчетные размеры сечения этих поперечин, определенные по срединным линиям, показаны на фиг. 60 и 61. Поперечины 5 и 6 открытого швеллерного профиля; их размеры указаны в табл. 18. Поперечины 3 и 4 закры-

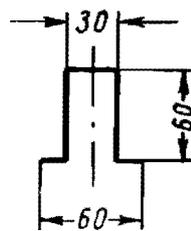


Фиг. 59. Схема лонжерона рамы автомобиля ГАЗ-51.

того профиля, образованного соединением на заклепках верхней и нижней половин поперечин. Заклепки размещены на специально отогнутых по длине поперечины краях. При определении характе-



Фиг. 60. Расчетное сечение поперечины 1 рамы автомобиля ГАЗ-51 (толщина 4 мм).



Фиг. 61. Расчетное сечение поперечины 2 рамы автомобиля ГАЗ-51 (толщина 5 мм).

ристик сечений эти края не учитываются; принимается, что сечение поперечин имеет форму прямоугольника и расчет производится по формулам (124) — (142). Результаты расчетов приведены в табл. 18.

В первых графах даны расчетные размеры сечений, определенные по срединным линиям. Для сечений швеллерного профиля расчетные размеры определены по формулам (222). Для сечений закрытого прямоугольного профиля на основании фиг. 35 нетрудно

получить аналогичные формулы, связывающие расчетные размеры сечения  $h$  и  $b$  с его наружными размерами  $H$  и  $B$ :

$$\left. \begin{aligned} h &= H - \delta; \\ b &= B - \delta, \end{aligned} \right\} \quad (225)$$

где  $\delta$  — толщина стенки профиля.

Координаты центра тяжести и центра изгиба для швеллерного профиля определены по формулам (105) и (110). Для поперечин 1 и 2 использованы формулы (115) и (121). Закрытый прямоугольный профиль имеет две оси симметрии, поэтому для него обе указанные координаты равны нулю.

Момент инерции при кручении для швеллерного профиля определяется по формуле (108), для поперечин 1 и 2 использована первая формула (119), а для закрытого прямоугольного профиля расчет произведен по формуле (129). Для момента инерции при изгибе использованы соответственно формулы (107), (117) и (125), а для секториального момента инерции — формулы (112), (123) и (137). Далее в табл. 18 приведены значения коэффициента искажаемости сечения  $\mu$ . Для стержней открытого профиля  $\mu=1$ . Так как величина коэффициента искажаемости сечения используется только при расчете стержней закрытого профиля, то приведены его значения для поперечин 3 и 4, вычисленные по формуле (140).

В следующей колонке приведен коэффициент изгибно-крутильной характеристики сечений. Для стержней открытого профиля он вычислен по формуле (223). Для стержней закрытого профиля по формулам (92) и (224) получается аналогичная формула:

$$k' = \frac{k}{l} = \sqrt{\frac{\mu G J_k}{E J_\omega}}. \quad (226)$$

Так же как и в предыдущем примере, при расчетах принималось  $G=8 \cdot 10^5 \text{ кг/см}^2$ ,  $E=2,1 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$ .

В последних графах таблицы приведены значения моментов сопротивления. Момент сопротивления при изгибе для швеллерного профиля вычислен по формуле (107). Сечения поперечин 1 и 2 имеют два значения момента сопротивления при изгибе ввиду несимметрии профиля относительно оси  $x$ ; величины указанных моментов сопротивления определены из формул (118); в табл. 18 из двух значений момента сопротивления приведено меньшее. Для закрытого прямоугольного профиля момент сопротивления при изгибе определяется из формул (125).

Момент сопротивления при чистом кручении для швеллерного профиля вычислен по формуле (109); для поперечин 1 и 2 использована вторая формула (119); для закрытого прямоугольного профиля расчет произведен по формуле (130).

Секториальные моменты сопротивления для швеллерного профиля вычислены по формулам (113). Для поперечин 1 и 2 расчет секториальных моментов сопротивления произведен с помощью формул (122) и (123). Например, для сечения поперечины 1 секториальные координаты в угловых точках (фиг. 60) вычисляются следующим образом:

$$\omega_{1'} = -\omega_{4'} = -\frac{13}{2}(9 - 4,1) + 9 \cdot 3 = -4,85 \text{ см};$$

$$\omega_1 = -\omega_4 = -\frac{13}{2}(9 - 4,1) = -31,85 \text{ см};$$

$$\omega_2 = -\omega_3 = \frac{13}{2} \cdot 4,1 = 26,65 \text{ см}.$$

Далее определяем секториальные моменты сопротивления:

$$W_{\omega_{1'}} = -W_{\omega_{4'}} = \frac{J_{\omega}}{\omega_{1'}} = \frac{3980}{-4,85} = -821 \text{ см}^4;$$

$$W'_{\omega_1} = -W_{\omega_4} = \frac{J_{\omega}}{\omega_1} = \frac{3980}{-31,35} = -125 \text{ см}^4;$$

$$W_{\omega_2} = -W_{\omega_3} = \frac{J_{\omega}}{\omega_2} = \frac{3980}{26,65} = +150 \text{ см}^4.$$

В табл. 18 указаны меньшие значения секториальных моментов сопротивления.

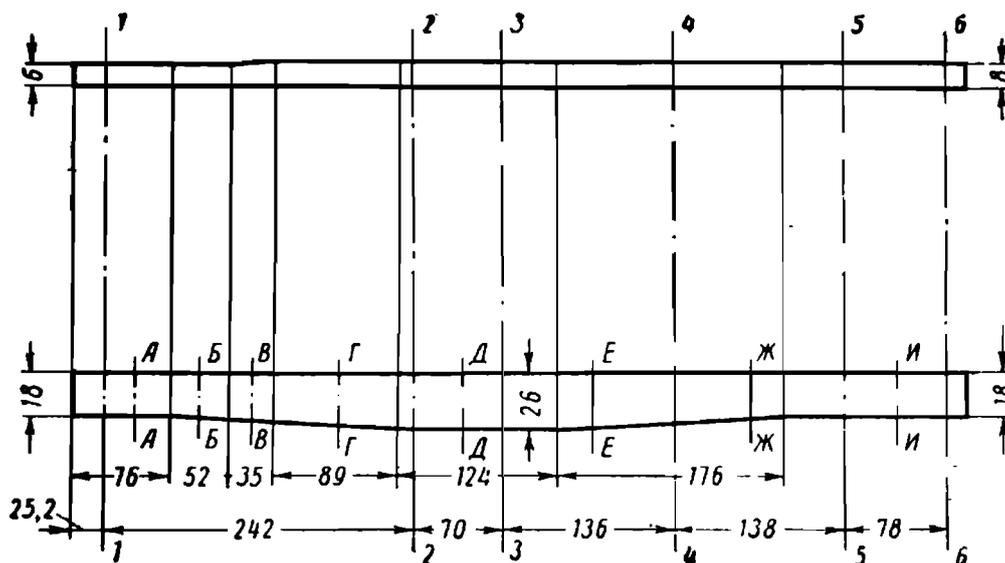
Для поперечин закрытого прямоугольного профиля секториальные моменты сопротивления вычислены по формуле (138).

Профиль двух последних поперечин рамы открытый. Секториальные моменты сопротивления в этом случае находят так же, как и для лонжеронов. При определении знаков секториальных моментов сопротивления необходимо учитывать способ установки поперечин, как это было сделано при расчете поперечин рамы автомобиля ЗИЛ-150. Поперечина 5 расположена стенкой вперед, следовательно, секториальные моменты сопротивления имеют те же знаки, что и секториальные моменты правого лонжерона. Поперечина 6 расположена стенкой назад, поэтому секториальные моменты сопротивления имеют противоположные знаки.

**Пример 3.** Расчет геометрических и секториальных характеристик сечений лонжеронов и поперечин рамы автомобиля МАЗ-200.

На чертеже лонжерона рамы автомобиля МАЗ-200 (фиг. 62) показаны необходимые расчетные размеры (в сантиметрах) и ука-

зано также расположение всех поперечин. В соответствии с конфигурацией лонжерона на нем выделено восемь сечений, подлежащих расчету.

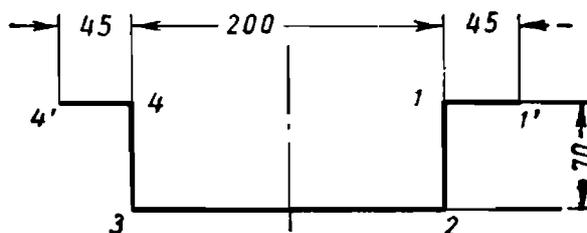


Фиг. 62. Схема лонжерона рамы автомобиля МАЗ-200.

Поперечина 1 открытого профиля (фиг. 63). Поперечина 6 открытого швеллерного профиля; размеры сечения указаны в табл. 19. Остальные четыре поперечины закрытого профиля такой же конструкции, как и у рамы автомобиля ГАЗ-51.

При расчетах принято, что поперечины имеют прямоугольные замкнутые сечения, размеры которых указаны в табл. 19.

Расчеты производятся по формулам (97)—(142) так же, как и в предыдущих примерах. Результаты расчетов приведены в табл. 19.



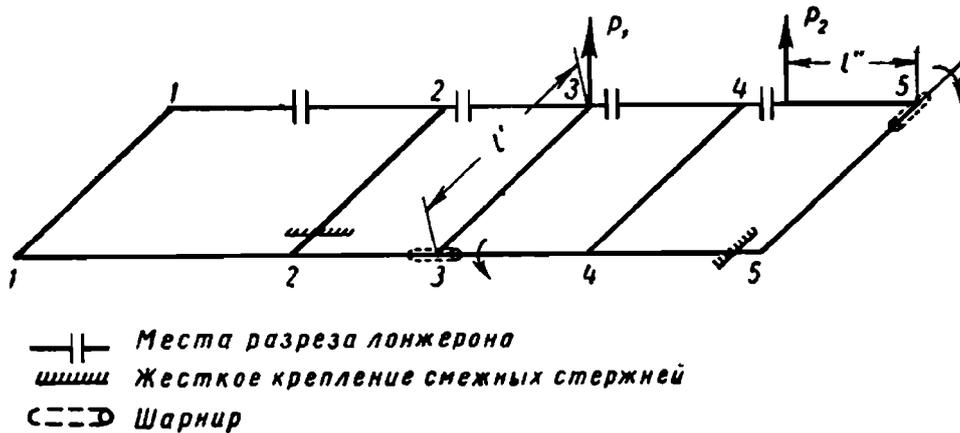
Фиг. 63. Расчетное сечение поперечины 1 рамы автомобиля МАЗ-200 (толщина 6 мм)

### ЖЕСТКОСТЬ СТЕРЖНЕЙ РАМЫ ПРИ КРУЧЕНИИ

Жесткость стержней рамы при кручении характеризуется величиной приведенного момента инерции, определяемого по формулам (155), (156) и т. д. Рассмотрим применение этих формул на примерах.

Как уже отмечалось, условия стесненного кручения стержней рамы оказывают большое влияние на их жесткость. Ввиду важности этого вопроса были проведены специальные испытания по определению жесткости стержней рам. При изучении этого вопроса определяющим фактором является способ соединения лонжеронов с поперечинами, поэтому необходимо при испытаниях для каждого стержня рамы сохранить без изменений способ закрепления его концов. Это достигается при проведении испытаний

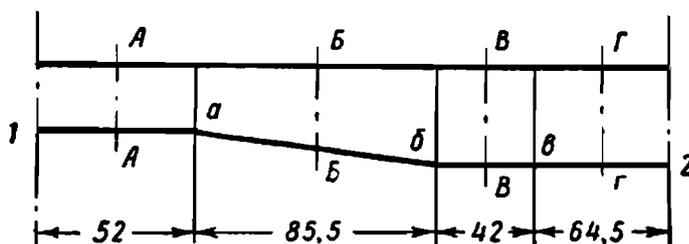
по способу, показанному на фиг. 64. Как видно из схемы, один из лонжеронов рамы разрезается таким образом, чтобы каждый из стержней рамы в отдельности можно было испытывать на кручение без изменения характера закрепления его концов. На схеме показаны два примера для участка лонжерона 2—3 и поперечины 5.



Фиг. 64. Схема для экспериментального определения жесткости при кручении стержней рамы.

Результаты проведенных таким образом испытаний ниже сопоставляются с результатами расчетов.

**Пример 1.** Определение приведенных моментов инерции при кручении стержней рамы автомобиля ЗИЛ-150.



Фиг. 65. Схема переднего конца лонжерона рамы автомобиля ЗИЛ-150.

Все стержни рамы автомобиля ЗИЛ-150 рассчитываются по формулам (155) и (156). Исключение составляет пролет лонжерона между поперечинами 1 и 2, состоящий из нескольких участков с сечениями различных размеров. Для расчета этой части лонжерона используют формулы (159) — (163). На фиг. 65 показана схема части лонжерона автомобиля ЗИЛ-150 между поперечинами 1 и 2. Границы отдельных участков на схеме обозначены буквами а, б, в. Конечные точки обозначены цифрами 1 и 2, в соответствии с номерами поперечин.

Значения  $J_k$  и  $k'$  для различных участков следующие:

Участок . . . . .	1—а	а—б	б—в	в—2
$k$ . . . . .	1,25	1,52	0,41	0,67
$J_k$ . . . . .	1,92	2,32	2,84	3,00

По формулам (161) вычисляем меру депланации на концах каждого участка и подставляем ее в условия (163). В точках 1 и 2 депланация равна нулю. В результате получим уравнения:

в точке 1

$$-\frac{1}{1,92G} \left( M_{\kappa} - \frac{B_1 1,25}{52 \operatorname{th} 1,25} + \frac{B_a 1,25}{52 \operatorname{sh} 1,25} \right) = 0;$$

в точке а

$$\begin{aligned} & -\frac{1}{1,92G} \left( M_{\kappa} - \frac{B_1 1,25}{52 \operatorname{sh} 1,25} + \frac{B_a 1,25}{52 \operatorname{th} 1,25} \right) = \\ & = -\frac{1}{2,32G} \left( M_{\kappa} - \frac{B_a 1,52}{85,5 \operatorname{th} 1,52} + \frac{B_{\sigma} 1,52}{85,5 \operatorname{sh} 1,52} \right); \end{aligned}$$

в точке б

$$\begin{aligned} & -\frac{1}{2,32G} \left( M_{\kappa} - \frac{B_a 1,52}{85,5 \operatorname{sh} 1,52} + \frac{B_{\sigma} 1,52}{85,5 \operatorname{th} 1,52} \right) = \\ & = -\frac{1}{2,84G} \left( M_{\kappa} - \frac{B_{\sigma} 0,51}{42 \operatorname{th} 0,51} + \frac{B_{\delta} 0,51}{42 \operatorname{sh} 0,51} \right); \end{aligned}$$

в точке в

$$\begin{aligned} & -\frac{1}{2,84G} \left( M_{\kappa} - \frac{B_{\sigma} 0,51}{42 \operatorname{sh} 0,51} + \frac{B_{\delta} 0,51}{42 \operatorname{th} 0,51} \right) = \\ & = -\frac{1}{3G} \left( M_{\kappa} - \frac{B_{\delta} 0,67}{64,5 \operatorname{th} 0,67} + \frac{B_2 0,67}{64,5 \operatorname{sh} 0,67} \right); \end{aligned}$$

в точке 2

$$-\frac{1}{3G} \left( M_{\kappa} - \frac{B_{\delta} 0,67}{64,5 \operatorname{sh} 0,67} + \frac{B_2 0,67}{64,5 \operatorname{th} 0,67} \right) = 0,$$

где  $M_{\kappa}$  — крутящий момент, одинаковый на всех участках.

$B_1, B_a, B_{\sigma}, B_{\delta}, B_2$  — бимоменты, действующие на границах участков.

После вычисления всех коэффициентов записанные выше уравнения приобретают следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} -0,0147B_1 + 0,00781B_a &= -0,521M_{\kappa}; \\ 0,00781B_1 - 0,0232B_a + 0,00355B_{\sigma} &= 0,0898M_{\kappa}; \\ 0,00355B_a - 0,0175B_{\sigma} + 0,00802B_{\delta} &= 0,0790M_{\kappa}; \\ 0,00802B_{\sigma} - 0,0150B_{\delta} + 0,00481B_2 &= 0,0188M_{\kappa}; \\ 0,00481B_{\delta} - 0,00593B_2 &= 0,3333M_{\kappa} \end{aligned} \right\} (227)$$

Отсюда получаем

$$\left. \begin{aligned} B_1 &= 38,4M_{\kappa}; \\ B_a &= 5,6M_{\kappa}; \\ B_{\sigma} &= -22,7M_{\kappa}; \\ B_{\delta} &= -42,4M_{\kappa}; \\ B_2 &= -90,5M_{\kappa}. \end{aligned} \right\} (228)$$

По формуле (160) вычисляем углы поворота для всех участков:

$$\theta_{0(1, a)} = \frac{M_{\kappa} 52}{G 1,92} \left( 1 + \frac{5,6 - 38,4}{52} \right) = 10 \frac{M_{\kappa}}{G};$$

$$\theta_{0(a, b)} = \frac{M_{\kappa} 85,5}{G 2,32} \left( 1 + \frac{-22,7 - 5,6}{85,5} \right) = 24,6 \frac{M_{\kappa}}{G};$$

$$\theta_{0(b, c)} = \frac{M_{\kappa} 42}{G 2,84} \left( 1 + \frac{-42,4 + 22,7}{42} \right) = 7,9 \frac{M_{\kappa}}{G};$$

$$\theta_{0(c, 2)} = \frac{M_{\kappa} 64,5}{G 3} \left( 1 + \frac{-90,5 + 42,4}{64,5} \right) = 5,5 \frac{M_{\kappa}}{G}.$$

Складываем углы поворота отдельных участков и определяем общий угол поворота части лонжерона между поперечинами 1 и 2:

$$\theta_{0(1, 2)} = (10 + 24,6 + 7,9 + 5,5) \frac{M_{\kappa}}{G} = 48 \frac{M_{\kappa}}{G}.$$

Составляем равенство для определения приведенного момента инерции:

$$\theta_{0(1, 2)} = \frac{M_{\kappa} l_{1, 2}}{G J_{1, 2}} = 48 \frac{M_{\kappa}}{G},$$

откуда получаем

$$J_{1, 2} = \frac{l_{1, 2}}{48} = \frac{244}{48} = 5,1 \text{ см}^4.$$

Приведенный момент инерции при кручении участка лонжерона между поперечинами 2 и 3 определяется по формулам (155) и (156):

$$J_{2, 3} = \frac{J_{\kappa}}{1 - \frac{2}{k} \operatorname{th} \frac{k}{2}} = \frac{3}{1 - \frac{2}{1,32} \operatorname{th} \frac{1,32}{2}} = 3 \cdot 8,09 = 24,3 \text{ см}^4.$$

Аналогично определяются приведенные моменты инерции при кручении для остальных участков лонжерона и для поперечин, имеющих открытый профиль. Результаты расчетов по всем участкам лонжеронов и поперечинам приведены в табл. 20.

**Расчетные и экспериментальные значения жесткости  
при кручении лонжеронов и поперечин рамы автомобиля ЗИЛ-150**

Величины	Участки лонжеронов				Поперечины				
	1-2	2-3	3-4	4-5	1	2	3	4	5
Расчетные значения момента инерции при чистом кручении $J_k$ в $см^4$	~2,50	3,0	2,53	1,98	—	2,2	2,2	2,07	2,14
Изгибно-крутильная характеристика $k = k'l$	—	1,32	1,88	1,91	—	1,55	1,55	1,78	1,66
$p = \frac{J}{J_k}$	2,04	8,09	4,58	4,48	—	6,18	6,18	4,98	5,53
Значения приведенных моментов инерции $J$ в $см^4$ :									
	расчетные	5,1	24,3	11,6	8,9	—	13,6	13,6	10,3
экспериментальные	6,7	15,1	11,1	21,8	32,6	14,7	14,6	10,1	151,0

В последней строке таблицы для сравнения даны экспериментальные значения приведенных моментов инерции, которые определялись путем указанных в начале данного раздела испытаний по определению жесткости стержней рамы. В результате испытаний определялись упругие характеристики стержней рамы автомобиля ЗИЛ-150 (фиг. 66).

При обработке упругих характеристик определялось отношение  $\frac{M_k}{\theta_0}$ , используемое для вычисления приведенного момента инерции:

$$J = \frac{l}{G} \frac{M_k}{\theta_0}, \quad (229)$$

где  $l$  — длина стержня в  $см$ ;

$$G = 8 \cdot 10^5 \text{ кг/см}^2.$$

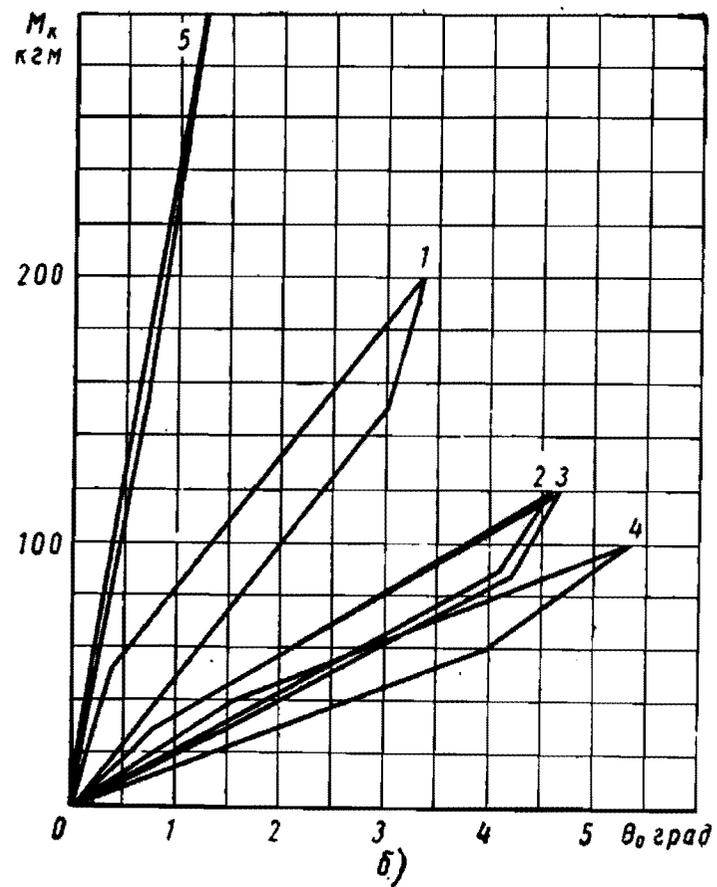
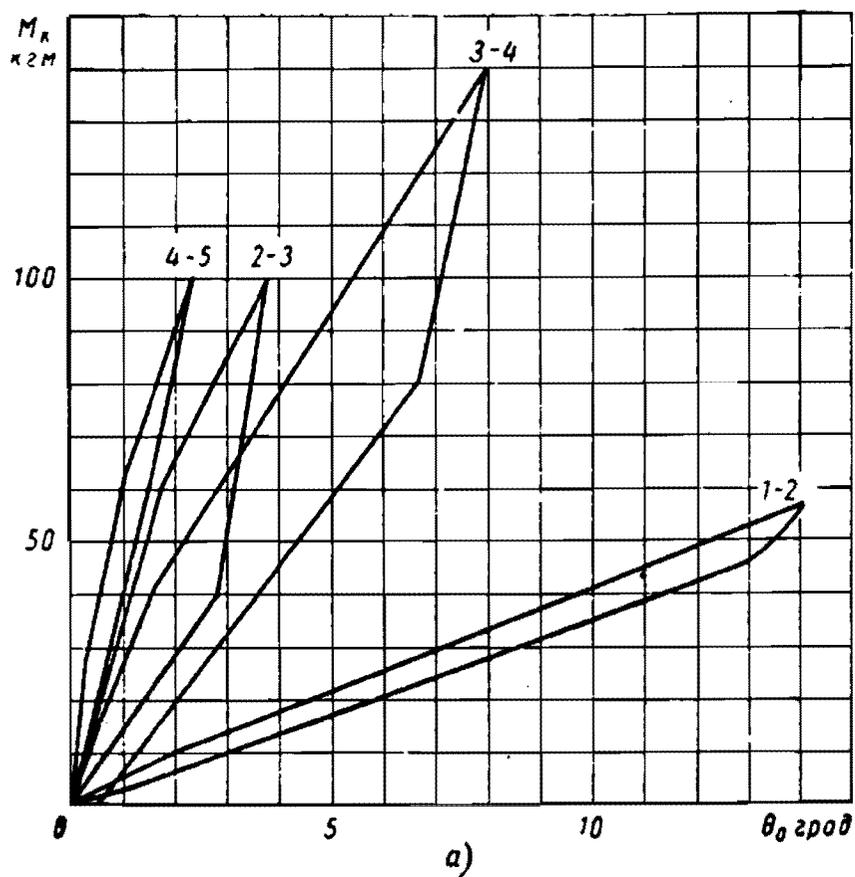
Как видно из табл. 20, расчетные значения вполне совпадают с экспериментальными для всех стержней за исключением поперечины 5 и примыкающего к ней участка лонжерона 4—5, где наблюдается значительное расхождение из-за влияния раскосов и сцепного устройства, не учтенных при расчетах.

**Пример 2.** Определение приведенных моментов инерции при кручении стержней рамы ГАЗ-51.

Схема передней части лонжерона между поперечинами 1 и 3 (поперечина 2 не учитывается в расчетах) показана на фиг. 67.

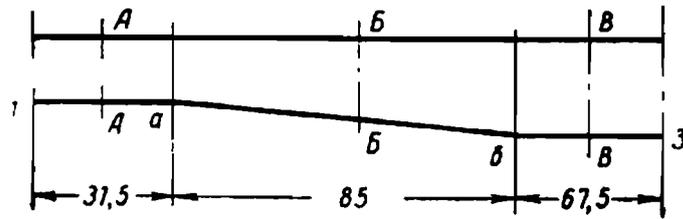
Значения  $k$  и  $J_k$  для различных участков следующие:

Участок . . . . .	1—а	а—б	б—3
$k$ . . . . .	0,68	1,48	0,95
$J_k$ . . . . .	1,48	1,70	1,92



Фиг. 66. Упругие характеристики рамы автомобиля ЗИЛ-150:  
 а — участков лонжерона 1—2, 2—3 и т. д.; б — поперечин 1, 2 и т. д.

По формулам (161) вычисляем меру деформации на концах каждого участка и подставляем ее в условия (163). В точках 1 и 3



Фиг. 67. Схема переднего конца лонжерона рамы автомобиля ГАЗ-51.

деформация равна нулю. В результате получаем выражения:

в точке 1

$$-\frac{1}{1,48G} \left( M_{\kappa} - \frac{B_1 0,68}{31,5 \operatorname{th} 0,68} + \frac{B_a 0,68}{31,5 \operatorname{sh} 0,68} \right) = 0;$$

в точке a

$$\begin{aligned} & -\frac{1}{1,48G} \left( M_{\kappa} - \frac{B_1 0,68}{31,5 \operatorname{sh} 0,68} + \frac{B_a 0,68}{31,5 \operatorname{th} 0,68} \right) = \\ & = -\frac{1}{1,70G} \left( M_{\kappa} - \frac{B_a 1,48}{85 \operatorname{th} 1,48} + \frac{B_{\delta} 1,48}{85 \operatorname{sh} 1,48} \right); \end{aligned}$$

в точке б

$$\begin{aligned} & -\frac{1}{1,70G} \left( M_{\kappa} - \frac{B_a 1,48}{85 \operatorname{sh} 1,48} + \frac{B_{\delta} 1,48}{85 \operatorname{th} 1,48} \right) = \\ & = -\frac{1}{1,92G} \left( M_{\kappa} - \frac{B_{\delta} 0,95}{67,5 \operatorname{th} 0,95} + \frac{B_3 0,95}{67,5 \operatorname{sh} 0,95} \right); \end{aligned}$$

в точке 3

$$-\frac{1}{1,92G} \left( M_{\kappa} - \frac{B_{\delta} 0,95}{67,5 \operatorname{sh} 0,95} + \frac{B_3 0,95}{67,5 \operatorname{th} 0,95} \right) = 0,$$

где  $M_{\kappa}$  — крутящий момент, одинаковый на всех участках;  $B_1, B_a, B_{\delta}, B_3$  — бимоменты, действующие на границах участков.

Записанные выше уравнения приводим к виду:

$$\begin{aligned} -0,0247B_1 + 0,0199B_a & = -0,676M_{\kappa}; \\ +0,0199B_1 - 0,0361B_a + 0,00492B_{\delta} & = 0,0874M_{\kappa}; \\ 0,00492B_a - 0,0213B_{\delta} + 0,00666B_3 & = 0,0673M_{\kappa}; \\ 0,00666B_{\delta} - 0,00990B_3 & = 0,521M_{\kappa}. \end{aligned}$$

откуда получаем

$$\left. \begin{aligned} B_1 & = 41,9M_{\kappa}; \\ B_a & = 18,0M_{\kappa}; \\ B_{\delta} & = -19,5M_{\kappa}; \\ B_3 & = -65,7M_{\kappa}. \end{aligned} \right\} \quad (230)$$

По формуле (160) вычисляем углы поворота для всех участков:

$$\theta_{0(1, a)} = \frac{M_k 31,5}{G 1,48} \left( 1 + \frac{18 - 41,9}{31,5} \right) = 5,1 \frac{M_k}{G};$$

$$\theta_{0(a, c)} = \frac{M_k 85}{G 1,70} \left( 1 + \frac{-19,5 - 18}{85} \right) = 27,9 \frac{M_k}{G};$$

$$\theta_{0(c, 3)} = \frac{M_k 67,5}{G 1,92} \left( 1 + \frac{-65,7 + 19,5}{67,5} \right) = 11,6 \frac{M_k}{G}.$$

Суммируя углы поворота, определяем общий угол поворота

$$\theta_{0(1, 3)} = (5,1 + 27,9 + 11,6) \frac{M_k}{G} = 44,6 \frac{M_k}{G}.$$

Приведенный момент инерции

$$J_{1, 3} = \frac{l_{1, 3}}{44,6} = \frac{184}{44,6} = 4,1 \text{ см}^4.$$

Приведенный момент инерции при кручении участка лонжерона между поперечинами 3 и 4 определяется по формулам (155) и (156):

$$J_{3, 4} = \frac{J_k}{1 - \frac{2}{k} \operatorname{th} \frac{k}{2}} = \frac{1,92}{1 - \frac{2}{1,70} \operatorname{th} \frac{1,70}{2}} = 1,92 \cdot 5,35 = 10,3 \text{ см}^4.$$

Аналогично определяются приведенные моменты инерции при кручении для остальных участков лонжерона и для поперечин, имеющих открытый профиль. Поперечины 3 и 4 закрытого профиля рассчитывают по формуле (172). Например, для поперечины 3 получаем

$$P_3 = \frac{1}{1 - \frac{2\mu}{k} \operatorname{th} \frac{k}{2}} = \frac{1}{\frac{28,2}{28,2} \operatorname{th} \frac{28,2}{2}} = 1,018 \approx 1.$$

Таким образом, можно считать, что для поперечин закрытого профиля стесненное кручение практически не влияет на жесткость поперечины при кручении.

Результаты расчетов по всем участкам лонжеронов и поперечинам приведены в табл. 21.

**Расчетные и экспериментальные значения жесткости при кручении лонжеронов и поперечин рамы автомобиля ГАЗ-51**

Величины	Участки лонжерона				Поперечины					
	1—3	3—4	4—5	5—6	1	2	3	4	5	6
Расчетные значения момента инерции при чистом кручении $J_k$ в $см^4$	~1,7	1,92	1,70	1,48	0,58	0,75	107	159	0,49	1,48
Изгибно-крутильная характеристика $k = k'l$	—	1,70	2,09	1,0	0,64	6,72	28,2	79,0	1,80	1,84
$\rho = \frac{J}{J_k}$	2,4	5,35	3,95	13,2	30,7	1,42	1,00	1,00	4,90	4,74
Значения приведенных моментов инерции $J$ в $см^4$ : расчетные экспериментальные	4,1 6,6	10,3 11,9	6,7 6,6	19,6 —	17,8 38	1,0 —	107 30	159 51	2,4 5,1	7,0 127

В последней строке таблицы даны экспериментальные значения приведенных моментов инерции, определявшиеся из упругих характеристик стержней рамы (фиг. 68).

Сравнение расчетных и экспериментальных значений приведенных моментов инерции показывает их удовлетворительное совпадение для участков лонжерона. Результаты испытаний для поперечин значительно отличаются от расчетных величин. Для поперечин 3 и 4 закрытого профиля экспериментальные значения примерно в 3 раза меньше расчетных. Повидимому, в этом случае снижение жесткости вызывается недостаточной жесткостью соединения верхней и нижней половин поперечин. В настоящее время учесть этот фактор при расчетах не представляется возможным. Значительные расхождения для поперечины 6 объясняются влиянием раскосов сцепного устройства. Вследствие наличия раскосов, непосредственно примыкающих также к поперечине 5, невозможно было определить экспериментальную жесткость участка лонжерона 5—6.

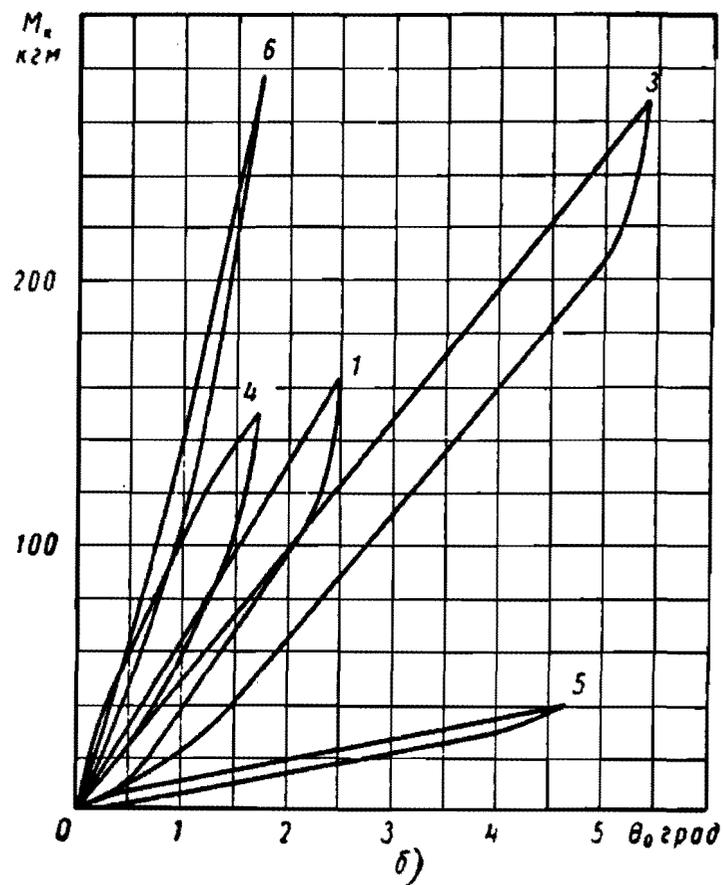
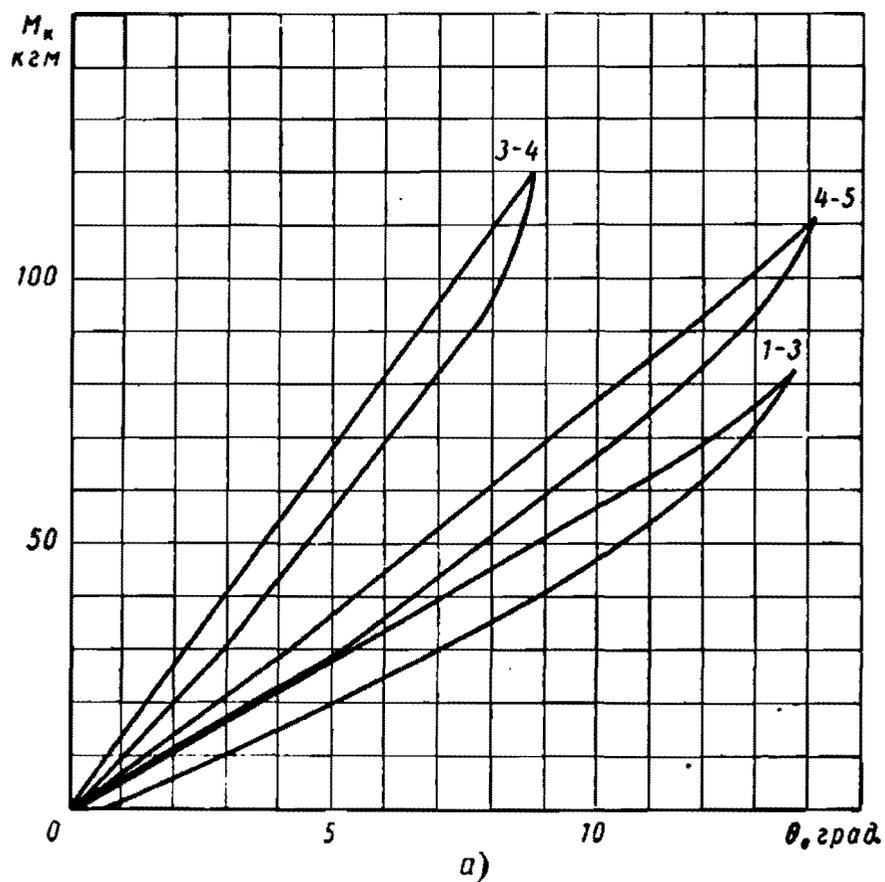
Отметим, что жесткость поперечины 2 очень невелика. Это подтверждает возможность пренебрежения ее влиянием при расчетах.

**Пример 3.** Определение приведенных моментов инерции при кручении стержней рамы автомобиля МАЗ-200.

Схема передней части лонжерона между поперечинами 1 и 2 показана на фиг. 69.

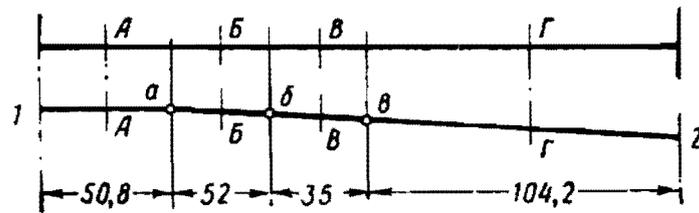
Значения  $k$  и  $J_k$  для различных участков следующие:

Участок . . . . .	1—а	а—б	б—в	в—2
$k$ . . . . .	1,24	1,19	0,62	1,39
$J_k$ . . . . .	5,42	5,65	6,42	7,34



Фиг. 68. Упругие характеристики рамы автомобиля ГАЗ-51:  
 а — участков лонжерона 1 — 3, 3 — 4 и т. д.; б — поперечин 1, 2 и т. д.

По формулам (161) вычисляем меру деформации на концах каждого участка и подставляем в условия (163). В точках 1 и 2



Фиг. 69. Схема переднего конца лонжерона автомобиля МАЗ-200.

деформация равна нулю. В результате получаем уравнения:  
в точке 1

$$-\frac{1}{5,42G} \left( M_{\kappa} - \frac{B_1 1,24}{50,8 \operatorname{th} 1,24} + \frac{B_a 1,24}{50,8 \operatorname{sh} 1,24} \right) = 0;$$

в точке а

$$\begin{aligned} & -\frac{1}{5,42G} \left( M_{\kappa} - \frac{B_1 1,24}{50,8 \operatorname{sh} 1,24} + \frac{B_a 1,24}{50,8 \operatorname{th} 1,24} \right) = \\ & = -\frac{1}{5,65G} \left( M_{\kappa} - \frac{B_a 1,19}{52 \operatorname{th} 1,19} + \frac{B_b 1,19}{52 \operatorname{sh} 1,19} \right); \end{aligned}$$

в точке б

$$\begin{aligned} & -\frac{1}{5,65G} \left( M_{\kappa} - \frac{B_a 1,19}{52 \operatorname{sh} 1,19} + \frac{B_b 1,19}{52 \operatorname{th} 1,19} \right) = \\ & = -\frac{1}{6,42G} \left( M_{\kappa} - \frac{B_b 0,62}{35 \operatorname{th} 0,62} + \frac{B_v 0,62}{35 \operatorname{sh} 0,62} \right); \end{aligned}$$

в точке в

$$\begin{aligned} & -\frac{1}{6,42G} \left( M_{\kappa} - \frac{B_b 0,62}{35 \operatorname{sh} 0,62} + \frac{B_v 0,62}{35 \operatorname{th} 0,62} \right) = \\ & = -\frac{1}{7,34G} \left( M_{\kappa} - \frac{B_v 1,39}{104,2 \operatorname{th} 1,39} + \frac{B_2 1,39}{104,2 \operatorname{sh} 1,39} \right); \end{aligned}$$

в точке 2

$$-\frac{1}{7,34G} \left( M_{\kappa} - \frac{B_v 1,39}{104,2 \operatorname{sh} 1,39} + \frac{B_2 1,39}{104,2 \operatorname{th} 1,39} \right) = 0.$$

Записанные выше уравнения приводим к следующему виду:

$$\begin{aligned} -0,00533B_1 + 0,00284B_a & = -0,184M_{\kappa}; \\ 0,00284B_1 - 0,0102B_a + 0,00271B_b & = 0,00752M_{\kappa}; \\ 0,00271B_a - 0,00988B_b + 0,00418B_v & = 0,0213M_{\kappa}; \\ + 0,00418B_b - 0,00706B_v + 0,000965B_2 & = 0,0195M_{\kappa}; \\ 0,000965B_v - 0,00205B_2 & = 0,136M_{\kappa}. \end{aligned}$$

откуда получаем

$$\left. \begin{aligned} B_1 &= 38,9M_{\kappa}; \\ B_a &= 8,18M_{\kappa}; \\ B_b &= -7,18M_{\kappa}; \\ B_c &= -17,2M_{\kappa}; \\ B_2 &= -74,4M_{\kappa}. \end{aligned} \right\} \quad (231)$$

По формуле (160) вычисляем углы поворота для всех участков:

$$\begin{aligned} \theta_{0(1,a)} &= \frac{M_{\kappa}50,8}{G5,42} \left( 1 + \frac{8,18 - 38,9}{50,8} \right) = 3,71 \frac{M_{\kappa}}{G}; \\ \theta_{0(a,b)} &= \frac{M_{\kappa}52}{G5,65} \left( 1 + \frac{-7,18 - 8,18}{52} \right) = 6,48 \frac{M_{\kappa}}{G}; \\ \theta_{0(b,c)} &= \frac{M_{\kappa}35}{G6,42} \left( 1 + \frac{-17,2 + 7,18}{35} \right) = 3,89 \frac{M_{\kappa}}{G}; \\ \theta_{0(c,2)} &= \frac{M_{\kappa}104,2}{G7,34} \left( 1 + \frac{-74,4 + 17,2}{104,2} \right) = 6,42 \frac{M_{\kappa}}{G}. \end{aligned}$$

Суммируя углы поворота, определяем общий угол поворота:

$$\theta_{0(1,2)} = (3,71 + 6,48 + 3,89 + 6,42) \frac{M_{\kappa}}{G} = 20,5 \frac{M_{\kappa}}{G}.$$

Определяем приведенный момент инерции:

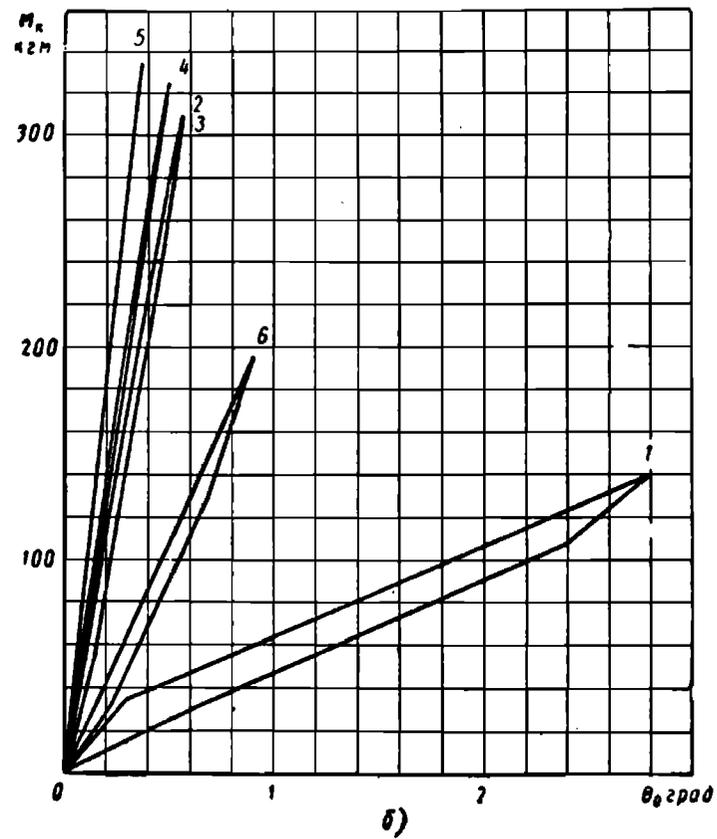
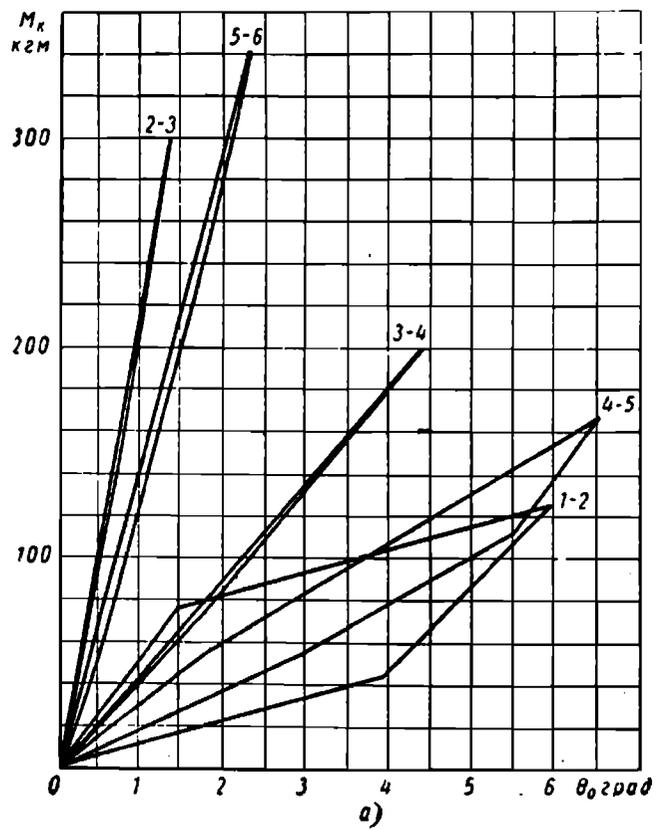
$$J_{1,2} = \frac{l_{1,2}}{20,5} = \frac{242}{20,5} = 11,8 \text{ см}^4.$$

Результаты расчетов по всем участкам лонжеронов и поперечинам приведены в табл. 22.

Таблица 22

Расчетные и экспериментальные значения жесткости при кручении лонжеронов и поперечин рамы автомобиля МАЗ-200

Величины	Участки лонжерона					Поперечины					
	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6	1	2	3	4	5	6
Расчетные значения момента инерции при чистом кручении $J_{\kappa}$ в $\text{см}^4$	~6,30	7,72	7,47	6,28	6,19	3,10	443	443	547	1160	2,32
Изгибно-крутильная характеристика $k = k'l$	—	0,87	1,76	2,32	1,34	0,90	24,8	24,8	19,2	14,4	1,54
$p = \frac{J}{J_{\kappa}}$	2,0	17,0	5,1	3,4	7,9	16,0	1	1	1	1	6,3
Значения приведенных моментов инерции $J$ в $\text{см}^4$ :											
	расчетные	11,8	131	38,0	21,3	49,0	49,7	443	443	547	1160
экспериментальные	17,4	110	44	22,6	80	26	370	360	400	560	13,3



Фиг. 70. Упругие характеристики рамы автомобиля МАЗ-200:  
 а — участков лонжерона 1 — 2, 2 — 3 и т. д.; б — поперечин 1 — 2 и т. д.

В последней строке таблицы даны экспериментальные значения приведенных моментов инерции, определявшиеся из упругих характеристик (фиг. 70). Особенно заметное расхождение наблюдается у поперечин 4 и 5 закрытого профиля, что также, по-видимому, объясняется слабостью заклепочного соединения верхней и нижней частей поперечин.

В заключение можно отметить следующее. Жесткость стержней рамы при стесненном кручении значительно превышает жесткость свободного кручения для всех стержней рамы, имеющих открытый профиль. В то же время стесненный характер кручения практически не оказывает влияния на жесткость стержней закрытого профиля. Однако независимо от этого поперечины закрытого профиля обычно имеют значительно более высокую жесткость при кручении, чем поперечины открытого профиля. Следовательно, в отношении жесткости при кручении стержни закрытого профиля обеспечивают более рациональное использование материала. Для стержней открытого профиля увеличение жесткости, вызванное стесненным характером кручения, будет тем больше, чем короче стержень.

#### ПРИВЕДЕННЫЙ МОМЕНТ ИНЕРЦИИ И УГЛОВАЯ ЖЕСТКОСТЬ РАМЫ ПРИ КРУЧЕНИИ

Как показано выше в разделе «Основные зависимости для плоских рам», приведенный момент инерции при кручении плоской рамы определяется формулой

$$J_p = \frac{2}{L} [J_{1,2}l_{1,2} + J_{2,3}l_{2,3} + \dots + J_{n-1,n}l_{n-1,n} + b(J_1 + J_2 + \dots + J_n)], \quad (232)$$

где  $J_{1,2}, J_{2,3}, \dots, J_{n-1,n}$  — приведенные моменты инерции при кручении участков лонжеронов;  
 $J_1, J_2, \dots, J_n$  — приведенные моменты инерции при кручении поперечин;  
 $l_{1,2}, l_{2,3}, \dots, l_{n-1,n}$  — длины участков лонжеронов;  
 $2b$  — ширина рамы;  
 $L$  — база автомобиля.

Из формулы (203) при кручении получаем соотношение для угловой жесткости рамы

$$c_p = \frac{M}{a} = \frac{GJ_p}{L}, \quad (233)$$

где  $G = 8 \cdot 10^5 \text{ кг/см}^2$ .

**Пример 1.** Определение приведенного момента инерции и угловой жесткости рамы автомобиля ЗИЛ-150.

Расчет производим на основании данных табл. 20. При этом для всех участков лонжеронов и поперечин 2, 3, 4 используем расчетные значения приведенных моментов инерции, а для поперечин 1 и 5 — экспериментальные. Таким образом получаем:

$$J_p = \frac{2}{400} [5,1 \cdot 244 + 24,3 \cdot 127 + 11,6 \cdot 133,6 + 8,9 \cdot 86,5 + \frac{86,5}{2} (32,6 + 13,6 + 13,6 + 10,3 + 151)] = 81 \text{ см}^4;$$

$$c_p = \frac{800\,000 \cdot 81}{400} = 162\,000 \text{ кгсм/радиан} = 1620 \text{ кгм/радиан} = 28,3 \text{ кгм/град.}$$

Аналогично рассчитывают рамы автомобилей ГАЗ-51 и МАЗ-200. Результаты расчета приведены в табл. 23.

Таблица 23

Приведенные моменты инерции и угловые жесткости рам при кручении

Параметры	Автомобили		
	ЗИЛ-150	ГАЗ-51	МАЗ-200
Приведенный момент инерции $J_p$ в $\text{см}^4$ . . . . .	81	82	513
Относительная доля моментов инерции в величине $J_p$ в %:			
лонжеронов . . . . .	41	28	17
поперечин . . . . .	59	72	83
Угловая жесткость рамы $c_p$ в $\text{кгм/град}$	28,3	35	191
Удельная жесткость на единицу веса рамы . . . . .	0,072	0,146	0,265
Вес рамы с буферами и кронштейнами в $\text{кг}$ . . . . .	392	240	720

Отметим, что при определении жесткости рамы автомобиля ГАЗ-51 для поперечин 3, 4, 6 приняты экспериментальные значения приведенных моментов инерции. Эти значения будут использованы и в дальнейших расчетах.

Для рамы МАЗ-200 использовано экспериментальное значение жесткости поперечины 1.

Величина угловой жесткости рамы имеет значение не только для последующих расчетов, но как самостоятельный параметр, характеризующий работу рамы при кручении.

По жесткости рамы можно судить о величине ее общей деформации при кручении, что позволяет оценить условия работы различных агрегатов, укрепленных на раме (кабины, кузова и т. п.). Для сохранности этих агрегатов желательно иметь возможно более высокую жесткость. Следует, однако, иметь в виду, что при обычной схеме рамы с лонжеронами открытого профиля получение очень высокой угловой жесткости рамы невозможно. Этого можно достичь применением хребтовых рам с очень высокой жесткостью на кручение. Однако, как уже отмечалось в разделе «Динамические нагрузки», с увеличением жесткости рамы увеличивается и крутящий момент, нагружающий раму.

Необходимо учесть, что жесткость рамы связана с условиями сохранения контакта колес с дорогой. Это обстоятельство имеет значение при движении по дорогам, вызывающим кручение рамы и перекос подвески (поперечные угловые деформации), или при переезде глубоких впадин, кюветов и т. п. В этих случаях малая жесткость рамы на кручение способствует сохранению контакта колес с дорогой.

При оценке жесткости рамы на кручение имеет значение не только жесткость самой рамы как отдельного агрегата, но и общая жесткость рамы в сборе с другими агрегатами автомобиля, установка которых вызывает увеличение общей жесткости шасси автомобиля на кручение. Наибольшее влияние в этом отношении оказывает платформа или кузов.

В табл. 24 приводятся экспериментальные данные, характеризующие влияние платформы и размещенного в ней груза на жесткость рамы при кручении. Приведенные данные позволяют также сопоставить расчетные и экспериментальные значения жесткости рамы.

Таблица 24

Экспериментальные данные по жесткости рам при кручении  
(в кг.м/град)

Жесткость	Автомобили		
	ЗИЛ-150	ГАЗ-51	МАЗ-200
Собственно рамы . . . . .	43	53	186
Рамы с платформой . . . . .	—	69	349
Рамы с платформой и грузом . . . . .	—	70	360

Испытания проводились на стенде. Рамы закручивали на 10—12° и измеряли крутящий момент, действующий на раму. Испытания затем повторяли при установке на раму стандартной деревянной платформы. Платформу нагружали металлическим

балластом в соответствии с номинальной грузоподъемностью автомобиля.

Данные табл. 24 показывают, что при установке платформы общая жесткость системы при кручении значительно повышается (у автомобиля ГАЗ-51 на 30%, у автомобиля МАЗ-200 примерно на 85%). Полезная нагрузка, как и следовало ожидать, не оказывает влияния на жесткость. Сравнение экспериментальных данных с расчетными, помещенными в табл. 23, дает удовлетворительное совпадение для рамы автомобиля МАЗ-200; для рам автомобилей ЗИЛ-150 и ГАЗ-51 экспериментальные данные превышают расчетные примерно в 1,5 раза.

---

## РАСЧЕТ РАМ НА ИЗГИБ

### РАСЧЕТ ЛОНЖЕРОНОВ РАМЫ НА ИЗГИБ СТАТИЧЕСКОЙ НАГРУЗКОЙ

Расчет лонжеронов на изгиб статической нагрузкой широко применяется в практике автостроения. При этом лонжерон рассматривается как балка, опертая на рессоры.

Расчет производят в соответствии с известными правилами теории сопротивления материалов в следующем порядке:

- а) определяют опорные реакции;
- б) рассчитывают эпюру изгибающих моментов ( $M_u$ );
- в) вычисляют моменты сопротивления изгибу  $W_x$  сечений лонжерона;
- г) вычисляют напряжения изгиба по формуле

$$\sigma = \frac{M_u}{W_x}. \quad (234)$$

При большом числе сил, действующих на лонжерон, такой расчет сопровождается довольно громоздкими вычислениями, при проведении которых часто накапливаются погрешности. Ниже предлагаются приемы, значительно уменьшающие объем вычислительной работы и позволяющие в известных пределах контролировать возможное накопление погрешности.

Если на балку действует ряд сосредоточенных сил  $P_1, P_2, \dots, P_n$ , то эпюра изгибающих моментов будет состоять из отрезков прямых линий. Для построения эпюры достаточно вычислить значения моментов в точках приложения сил. В точке приложения силы  $P_i$  изгибающий момент

$$M_{ui} = \sum_{k=1}^{i-1} P_k l_{k,i}, \quad (235)$$

где  $l_{k,i}$  — расстояние между точками приложения сил  $P_k$  и  $P_i$ .

Аналогично в точке приложения силы  $P_{i-1}$  изгибающий момент

$$M_{u(i-1)} = \sum_{k=1}^{i-2} P_k l_{k,i-1}. \quad (236)$$

Найдем зависимость между величинами в выражениях (235) и (236). Для этого вычтем из выражения (235) выражение (236):

$$M_{ui} - M_{u(i-1)} = \sum_{k=1}^{i-1} P_k l_{i-1, i} = Q_{i-1} l_{i-1, i}, \quad (237)$$

где  $Q_{i-1} = \sum_{k=1}^{i-1} P_k$  — перерезывающая сила в точке приложения силы  $P_{i-1}$ ;  
 $l_{i-1, i}$  — расстояние между точками приложения соседних сил  $P_{i-1}$  и  $P_i$ ; в дальнейшем эту величину будет обозначать  $\Delta l$ .

Таким образом, получаем следующую зависимость между значениями изгибающих моментов в соседних сечениях балки:

$$M_{ui} = M_{u(i-1)} + Q_{i-1} \Delta l. \quad (238)$$

При использовании этого соотношения существенно уменьшается объем вычислений для построения эпюры изгибающих моментов. Польза от применения этой формулы получается тем больше, чем большее число сил действует на балку.

Возможность применения этих формул рассмотрим на примерах расчета лонжеронов рам автомобилей ЗИЛ-150, ГАЗ-51 и МАЗ-200. Нагрузки, действующие на эти рамы, приведены в табл. 1—3.

Рассчитывают более нагруженный лонжерон, к которому относят все действующие на раму нагрузки, а также вес рамы. Соответствующие нагрузки приведены в табл. 25—27. Нагрузки записаны последовательно в порядке их расположения от переднего конца рамы. Для каждой нагрузки в таблицах указана ее величина, приходящаяся на один лонжерон, а также расстояние  $l$  точки ее приложения от передней оси автомобиля. В таблицы также вписаны (в соответствии с расстояниями кронштейнов рессор от передней оси) реакции рессор, которые определяются на первом этапе расчета. Реакции рессор вычислены в двух следующих графах таблиц, в которых вычислено распределение каждого веса на переднюю и заднюю ось автомобиля. Величины  $R_2$  вычисляются путем умножения величины  $P$  на  $l$  и деления на базу автомобиля  $L$ . Разность между  $P$  и полученной величиной записывается в графе  $R_1$ . Сумма всех величин внизу графы дает соответствующие реакции рессор, которые затем распределяются по кронштейнам рессор обратно пропорционально плечам рессор. При таком способе определения реакций рессор можно избежать накопления погрешностей, возможных при других способах расчета. Все величины  $R_1$  и  $R_2$  нужно вычислять до сотых. Величины реакций вписаны в первую графу таблиц с отрицательным знаком и подчеркнуты.

Расчет лонжерона рамы автомобиля ЗИЛ-150 на изгиб статической нагрузкой

Нагрузка или реакция на левый лонжерон	Вес $P$ в кг	Расстояние от перед- ней оси $l$ в см	Распределение веса по осям		Перерезы- вающая сила $Q$ в кг	$\Delta l$ в см	$Q\Delta l$ в кгсм	$M_{II}$ в кгсм	$W_x$ в см <sup>3</sup>	$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>
			передней $R_1$ в кг	задней $R_2$ в кг						
Вес первого элемента рамы . . . . .	40	- 65,4	46,54	- 6,54	40	12,1	480	0	57,8	0
Реакция передней рессо- ры $R_1$ . . . . .	<u>-338,6</u>	-53,3	—	—	-2 8,6	4,05	-1 210	480	57,8	8
Вес радиатора . . . . .	40	-49,25	44,93	-4,93	-258,6	18,2	-4 710	— 730	57,8	- 12
Нагрузка на переднюю опору двигателя . . . . .	40,5	-31,05	43,64	-3,14	-218,1	37,95	-8 280	- 5 440	57,8	- 94
Вес крыльев . . . . .	19	6,9	18,67	0,33	-199,1	39,5	-7 860	-13 720	58,0	-236
Реакция передней рессо- ры $R_1$ . . . . .	<u>-388,9</u>	46,4	—	—	-588	1,0	- 590	-21 580	89,1	-214
Вес второго элемента ра- мы . . . . .	20	47,4	17,63	2,37	-568	8,5	-4 830	-22 170	89,8	-247
Вес рулевого механизма .	32	55,9	27,53	4,47	-536	7,3	-3 910	-27 000	96,1	-281
Нагрузка на заднюю опо- ру двигателя . . . . .	281,5	63,2	237,02	44,48	-254,5	26,6	-6 770	-30 910	102	-303
Нагрузка на переднюю опору кабины . . . . .	121	89,8	93,84	27,16	-133,5	20,2	-2 700	-37 680	123	-306
Вес третьего элемента рамы . . . . .	7,5	110,0	5,44	2,06	-126	46,7	-5 880	-40 380	131	-308
Вес подножек . . . . .	8	156,7	4,87	3,13	-118	42,2	-4 980	-46 200	149	-310
Вес четвертого элемента рамы . . . . .	42,5	198,9	21,37	21,13	-75,5	0,9	- 70	-51 240	149	-344

Нагрузка на заднюю опору кабины . . . . .	144	199,8	72,07	71,93	68,5	13,2	900	-51 310	149	-344
Нагрузка на первую опору платформы . . . . .	410	213,0	191,68	218,32	478,5	0,2	100	-50 410	149	-338
Нагрузка на переднюю опору бензобака . . . . .	75	213,2	35,03	39,97	553,5	47,0	26 010	-50 310	149	-338
Вес воздушного баллона . . . . .	13	260,2	4,54	8,46	506,5	57,1	32 350	-24 350	149	-163
Нагрузка на заднюю опору бензобака . . . . .	75	317,3	15,51	59,47	641,5	13,6	8 720	8 050	132	61
Реакция задней рессоры $R_2'$ . . . . .	-1240,2	330,9	—	—	-598,7	11,7	-7 000	-16 770	124	135
Нагрузка на вторую опору платформы . . . . .	740	342,6	106,19	633,81	141,3	3,8	540	9 770	118	83
Вес пятого элемента рамы . . . . .	40	346,4	5,36	34,64	181,3	101,0	18 310	10 310	116	89
Нагрузка на третью опору платформы . . . . .	520	447,4	-61,62	581,62	701,3	16,3	11 430	28 620	65,7	436
Реакция задней рессоры $R_2''$ . . . . .	-1345,3	463,7	—	—	-644	37,8	-24 340	40 050	62,2	644
Вес шестого элемента рамы . . . . .	45	501,5	-11,42	56,42	-599	5,6	-3 350	15 710	60,8	258
Нагрузка на четвертую опору платформы . . . . .	375	507,1	-100,41	475,41	-224	30,8	-6 900	12 360	60,0	205
Вес шоферского инструмента . . . . .	34	537,9	-11,72	45,72	-190	28,8	-5 470	5 460	57,8	94
Нагрузка на пятую опору платформы . . . . .	190	563,7	-79,18	269,18	0	—	—	0 (-10)	—	—
Всего на левый лонжерон . . . . .	3313	—	727,51	2585,49	—	—	—	—	—	—

Расчет лонжерона рамы автомобиля ГАЗ-51 на изгиб статической нагрузкой

Нагрузка или реакция на левый лонжерон	Вес $P$ в кг	Расстояние от пер. д. ней оси $l$ в см	Распределение веса по осям		Перерезывающая сила $Q$ в кг	$\Delta l$ в см	$Q\Delta l$ в кгсм	$M_{из}$ в кгсм	$W_x$ в см <sup>3</sup>	$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>
			передней $R_1$ в кг	задней $R_2$ в кг						
Вес первого элемента рамы . . . . .	20	-62,6	23,79	-3,79	20	7,6	150	0	51,3	0
Вес радиатора . . . . .	27	-55,0	31,50	-4,50	47	3,4	160	150	51,3	3
Реакция передней рес- соры $R_1'$ . . . . .	<u>-296,9</u>	-51,6	—	—	-249,9	11,85	-2960	310	51,3	6
Вес рулевого механизма .	20	-39,75	22,41	-2,41	-229,9	1,75	-400	-2650	51,3	-52
Нагрузка на переднюю опору двигателя . . . . .	87,5	-38,0	97,58	-10,08	-142,4	35,4	-5040	-3050	51,3	-59
Вес второго элемента рамы . . . . .	10	-2,6	10,08	-0,08	-132,4	13,6	-1800	-8090	52,0	-156
Вес крыльев, капота, бо- ковин, облицовки . . . . .	28	11,0	27,07	0,93	-104,4	35,0	-3650	-9890	60,0	-165
Нагрузка на заднюю опо- ру двигателя . . . . .	87,5	46,0	75,30	12,20	-16,9	10,9	-180	-13540	76,9	-176
Реакция передней рессо- ры $R_1''$ . . . . .	<u>-269,2</u>	56,9	—	—	-286,1	6,4	-1830	-13720	83,3	-165
Нагрузка на переднюю опору кабины . . . . .	90	63,3	72,74	17,26	-196,1	4,1	-800	-15550	86,6	-180
Вес третьего элемента рамы . . . . .	10	67,4	7,96	2,04	-186,1	43,6	-8110	-16350	89,3	-183

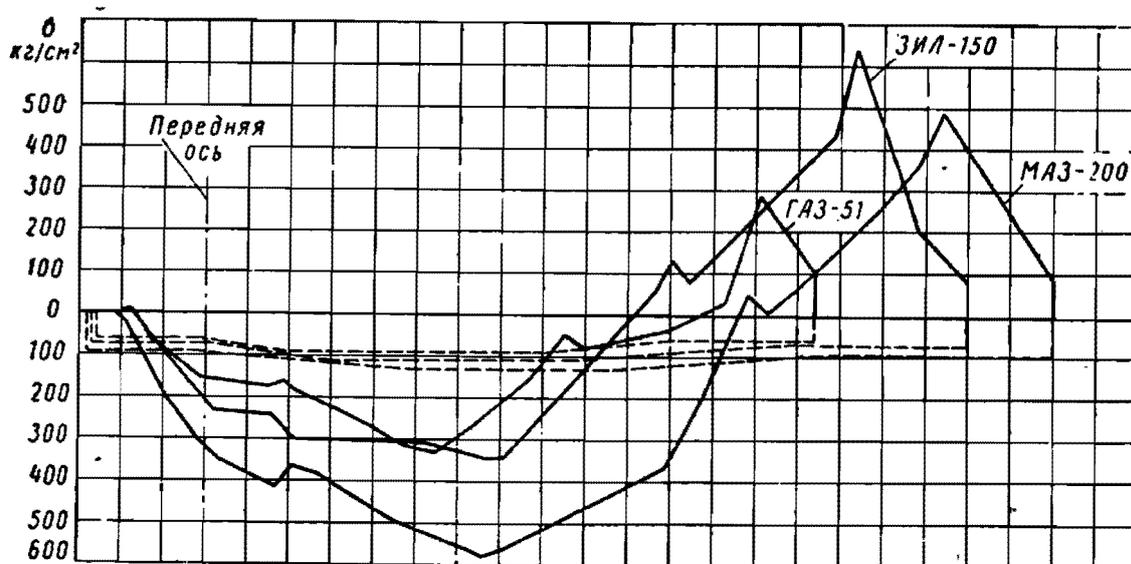
Вес подножек . . . . .	7	111,0	4,65	2,35	-179,1	33,0	-5 910	-24 460	95,0	-258
Нагрузка на заднюю опору кабины . . . . .	109	144,0	61,44	47,56	-70,1	20,5	-1 440	-30 370	95,0	-320
Нагрузка на первую опору платформы . . . . .	276	164,5	138,42	137,58	205,9	12,9	2 660	-31 810	95,0	-335
Вес четвертого элемента рамы . . . . .	22,5	177,4	10,40	12,10	228,4	14,6	3 340	-29 150	95,0	-307
Нагрузка на переднюю опору бензобака . . . . .	50	192,0	20,91	29,09	278,4	40,1	11 120	-25 810	95,0	-272
Нагрузка на заднюю опору бензобака . . . . .	50	232,1	14,83	35,17	328,4	33,4	10 970	-14 650	95,0	-155
Реакция задней рессоры $R_2'$ . . . . .	<u>-764,7</u>	265,5	—	—	-436,3	5,5	-2 400	-3 720	79,6	-47
Нагрузка на вторую опору платформы . . . . .	510	271,0	91,19	418,81	73,7	56,4	4 160	-6 120	76,9	-80
Вес пятого элемента рамы . . . . .	17,5	327,4	0,14	17,36	91,2	41,1	3 750	-1 960	51,3	-39
Нагрузка на третью опору платформы . . . . .	456	368,5	-53,21	500,21	547,2	24,0	13 130	1 790	51,3	34
Реакция задней рессоры $R_2''$ . . . . .	<u>-781,2</u>	392,5	—	—	-242,0	24,9	-6 030	14 920	51,3	290
Вес шестого элемента рамы . . . . .	20	417,4	-5,30	25,30	-222,0	40,1	-8 900	8 890	51,3	173
Нагрузка на четвертую опору платформы . . . . .	222	457,5	-85,78	307,78	0	—	—	0 (-10)	—	—
Всего на левый лонжерон . . . . .	2120	—	566,12	1553,88	—	—	—	—	—	—

Расчет лонжерона рамы автомобиля МАЗ-200 на изгиб статической нагрузкой

Нагрузка или реакция на правый лонжерон	Вес $P$ в кг	Расстояние от перед- ней оси $l$ в см	Распределение веса по осям		Перерезы- вающая сила $Q$ в кг	$\Delta l$ в см	$Q\Delta l$ в кгсм	$M_{из}$ в кгсм	$W_x$ в см <sup>3</sup>	$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>
			передней $R_1$ в кг	задней $R_2$ в кг						
Реакция передней рессо- ры $R_1'$ . . . . .	<u>-793,8</u>	-62,8	—	—	-793,8	4,8	-3 810	0	117	0
Вес радиатора . . . . .	54	-58,0	60,93	-6,93	-739,8	3,0	-2 220	-3 810	117	-33
Вес первого элемента ра- мы . . . . .	43	-55,0	48,23	-5,23	-696,8	21,0	-14 630	-6 030	117	-52
Нагрузка на переднюю опору двигателя . . . . .	125	-34,0	134,40	-9,40	-571,8	6,5	-3 720	-20 660	117	-177
Вес облицовки, капота, боковин . . . . .	27	-27,5	28,64	-1,64	-544,8	24,5	-13 350	-24 380	117	-203
Вес крыльев . . . . .	25	-3,0	25,17	-0,17	-519,8	15,0	-7 800	-37 730	120	-314
Вес второго элемента ра- мы . . . . .	43	12,0	41,86	1,14	-476,8	38,5	-18 360	-45 530	126	-361
Нагрузка на заднюю опо- ру двигателя . . . . .	450	50,5	399,72	50,28	-26,8	4,9	-130	-63 890	152	-420
Нагрузка на переднюю опору кабины . . . . .	120	55,4	105,29	14,71	93,2	8,4	780	-64 020	159	-403
Реакция передней рессо- ры $R_1''$ . . . . .	<u>-781,3</u>	63,8	—	—	-688,1	16,7	-11 490	-63 240	172	-368
Вес третьего элемента рамы . . . . .	43	80,5	35,34	7,66	-645,1	50,0	-32 260	-74 730	191	-391
Вес подножки с аккумуля- торными батареями . . . . .	109	130,5	77,53	31,47	-536,1	16,5	-8 850	-106 990	219	-488
Вес четвертого элемента рамы . . . . .	43	147,0	29,02	13,98	-493,1	41,8	-20 610	-115 840	225	-515

Нагрузка на заднюю опору кабины . . . . .	200	188,8	116,46	83,54	-293,1	9,7	-2 840	-136 450	238	-573
Нагрузка на первую опору платформы . . . . .	585	198,5	328,09	256,91	291,9	16,0	4 670	-139 290	238	-585
Вес пятого элемента рамы . . . . .	43	214,5	22,59	20,41	334,9	8,5	2 850	-134 620	238	-566
Нагрузка на переднюю опору топливного бака	126	223,0	63,84	62,16	460,9	49,0	22 580	-131 770	238	-554
Вес инструмента и пр. . . . .	46	212,0	18,32	27,68	506,9	10,0	5 070	-109 190	238	-459
Вес шестого элемента рамы . . . . .	43	282,0	16,17	26,83	549,9	30,0	16 500	-104 120	238	-437
Нагрузка на заднюю опору топливного бака .	126	312,0	39,03	86,97	675,9	16,0	10 800	-87 620	224	-391
Нагрузка на вторую опору платформы . . . . .	865	328,0	237,30	627,70	1540,9	22,0	33 900	-76 820	215	-357
Вес седьмого элемента рамы . . . . .	43	350,0	9,70	33,30	1583,9	33,0	52 270	-42 920	203	-211
Реакция задней рессоры $R_2'$ . . . . .	<u>2073,4</u>	383,0	—	—	-489,5	15,5	-7 590	9 350	185	51
Нагрузка на третью опору платформы . . . . .	925	39,5	109,49	815,51	435,5	18,5	8 060	1 760	177	10
Вес восьмого элемента рамы . . . . .	43	417,0	3,33	39,67	478,5	68,0	32 540	9 820	167	59
Вес девятого элемента рамы . . . . .	43	485,0	-3,14	46,14	521,5	23,0	12 000	42 360	144	294
Нагрузка на четвертую опору платформы . . . . .	765	508,0	-91,78	859,78	1283,5	5,0	6 430	54 360	144	378
Вес десятого элемента рамы . . . . .	43	513,0	-5,80	48,80	1329,5	8,0	10 640	60 790	144	422
Реакция задней рессоры $R_2''$ . . . . .	<u>-2 73,5</u>	521,0	—	—	-744,0	96,0	-71 420	71 430	144	496
Нагрузка на пятую опору платформы . . . . .	744	617,0	-271,59	1015,59	0	—	—	0 (10)	—	—
Вес на правый лонжерон . . . . .	5722	—	1575,14	4146,86	—	—	—	—	—	—

В последующих графах таблиц вычислены изгибающие моменты с использованием зависимости (238). Сначала путем последовательного суммирования весов  $P$  (а также реакций, имеющих знак минус) вычисляются значения перерезывающей силы  $Q$ , затем вычитанием соседних (по вертикали) значений  $l$  получаем величины  $\Delta l$ , т. е. расстояния между точками приложения соседних нагрузок. После этого вычисляем произведения  $Q\Delta l$  и последовательным сложением полученных величин определяем значения изгибающих моментов в точках приложения всех сил, перечисленных в таблицах. В точке приложения последней силы



Фиг. 71. Эпюры напряжений изгиба в лонжеронах рам от статической нагрузки.

изгибающий момент равен нулю. В действительности же получается некоторая небольшая величина (указана в таблицах в скобках), которая характеризует накопление погрешностей при расчетах. При аккуратном выполнении расчетов эта величина не должна превышать 50 кгсм.

В двух последних графах таблиц вычислены изгибающие напряжения по формуле (234). Способ вычисления моментов сопротивления  $W_x$  указан в разделе «Геометрические и секториальные характеристики стержней».

Результаты расчетов для всех трех автомобилей изображены на фиг. 71, где в определенном масштабе (штриховой линией) показана форма лонжеронов. Эпюры напряжений построены на растянутом волокне.

На эпюрах напряжений изгиба можно отметить две характерные точки: максимум напряжений в средней части лонжеронов у переднего края платформы и максимум напряжений у заднего кронштейна задней рессоры. При этом напряжения в указанных точках имеют противоположные знаки, т. е. в средней части растянута нижняя полка лонжерона, а в задней части растянута верхняя полка лонжерона.

Как уже указывалось, полученные при расчете напряжения можно оценить путем их сопоставления с допускаемыми напряжениями по формуле

$$\sigma_{ст} \leq \frac{R}{k_{\partial} + 1}, \quad (239)$$

где  $k_{\partial}$  — коэффициент запаса на динамическую нагрузку;  
 $R$  — допускаемое напряжение, определяемое по формуле

$$R = \frac{\sigma_s}{k}, \quad (240)$$

где  $\sigma_s$  — предел текучести металла;  
 $k$  — коэффициент безопасности, назначаемый в пределах 1,3 — 1,8.

Важно также оценить действительные запасы прочности, имеющиеся в рамах грузовых автомобилей.

В табл. 28 приведены сравнительные данные по запасам прочности рам отечественных грузовых автомобилей, полученные расчетным путем. Как видно из таблицы, общий расчетный запас прочности, полученный делением предела текучести на напряжения изгиба, в средней части лонжерона находится в пределах 4,5—10, в задней части 5—9.

Таблица 28

Сравнительные данные по запасам прочности рам грузовых автомобилей

Параметры	ЗИЛ-150	ГАЗ-51	МАЗ-200
Материал лонжерона (сталь) . . . . .	30Т	25	25
$\sigma_b$ в кг/мм <sup>2</sup> . . . . .	50	43	43
$\sigma_s$ в кг/мм <sup>2</sup> . . . . .	36	26	26
Наибольшие напряжения при изгибе в кг/мм <sup>2</sup> :			
в средней части рамы . . . . .	314	335	585
в задней части рамы . . . . .	644	290	496
Запасы прочности по отношению к пределу текучести:			
в средней части рамы . . . . .	10,5	7,8	4,5
в задней части рамы . . . . .	5,6	9,0	5,2
Запас $k_{\partial}$ на динамическую нагрузку:			
в средней части рамы . . . . .	6,0	4,2	2,0
в задней части рамы . . . . .	2,7	5,0	2,5

Значения коэффициента запаса на динамическую нагрузку  $k_{\partial}$  вычислены при среднем значении коэффициента безопасности  $k=1,5$ .

Наименьшие запасы на динамическую нагрузку наблюдаются у автомобилей с большей грузоподъемностью, например, у автомобиля МАЗ-200 (2,0—2,5). У автомобиля ГАЗ-51 коэффициент

запаса составляет 4,2—5,0. Наивысшие запасы на динамическую нагрузку ( $k_0=6$ ) в средней части лонжеронов наблюдаются у автомобиля ЗИЛ-150, а в задней части находятся на нормальном уровне ( $k_0=2,7$ ).

На основании приведенных цифр можно установить некоторый оптимальный диапазон значений запаса на динамическую нагрузку  $k_0=2 \div 4$ . Однако следует иметь в виду некоторые общие положения, которые необходимо учитывать при выборе величины коэффициента запаса на динамическую нагрузку в указанном диапазоне. Известно, что динамическая нагрузка в задней части автомобиля выше, чем в передней. Следовательно, в задней части рамы необходимо иметь более высокий запас, чем в передней. У автомобилей с короткой базой, подверженных продольным угловым колебаниям (так называемому галопированию), динамические нагрузки выше, чем у автомобилей, не подверженных галопированию. В связи с этим рамы автомобилей этого типа должны иметь более высокие запасы на динамическую нагрузку. Кроме того, следует учитывать возможное влияние местных статических крутящих нагрузок, рассматриваемых ниже.

#### УЧЕТ МЕСТНОЙ СТАТИЧЕСКОЙ КРУТЯЩЕЙ НАГРУЗКИ

Статические нагрузки, линии действия которых не проходят через оси центров изгиба сечений лонжеронов, вызывают кручение отдельных участков лонжеронов. Для всех таких нагрузок необходимо проверять величину дополнительных напряжений, возникающих по этой причине. Способ расчета ниже иллюстрируется примером определения напряжений, вызываемых запасным колесом, прикрепленным сбоку к лонжерону.

**Пример.** Определение дополнительных напряжений от запасного колеса в лонжероне автомобиля ЗИЛ-150.

Определяем величину крутящего момента:

$$M = P_1 b_1 = 95 \cdot 15 = 1425 \text{ кгсм},$$

где  $b_1$  — расстояние от центра запасного колеса до центра изгиба сечения лонжерона;

$P_1$  — вес запасного колеса.

По формулам (221) составляем уравнения для определения крутящего момента  $M_1$  на левом участке стржня и величины  $\chi_0$ :

$$-M_1 0,41529 - \frac{GJ_k \chi_0}{0,70840} = (M_1 + M) 0,21499 + \frac{GJ_k \chi_0}{0,41693};$$

$$\begin{aligned} & -M_1 (0,884 - 2 \cdot 0,41529) + GJ_k \chi_0 \cdot 0,41529 = \\ & = (M_1 + M) (0,4368 - 2 \cdot 0,21499) - GJ_k \chi_0 0,21499. \end{aligned}$$

При расчетах принято:  $l=127 \text{ см}$ ;  $a=85 \text{ см}$ ;  $k'=0,0104$ .

После приведения подобных членов получаем следующую систему двух уравнений:

$$-0,63028M_1 - 3,84606GJ_k\chi_0 = 0,21499M;$$

$$-0,06024M_1 + 0,63028GJ_k\chi_0 = 0,00682M.$$

Отсюда находим

$$M_1 = -0,2575M = -0,2575 \cdot 1425 = -367 \text{ кгсм};$$

$$\chi_0 = -\frac{0,0138}{GJ_k}M = -\frac{0,0138 \cdot 1425}{GJ_k} = -\frac{6,57}{G}.$$

Подставляем значения  $\chi_0$  и  $M_1$  в формулы (214) и (217) для бимоментов:

$$\begin{aligned} B' &= \frac{-367}{0,0104 \operatorname{ch} \frac{0,0104 \cdot 85}{2}} \operatorname{sh} 0,0104 \left( z - \frac{85}{2} \right) + \\ &+ \frac{3 \cdot 6,57}{0,0104 \operatorname{sh} 0,0104 \cdot 85} \operatorname{ch} 0,0104 (85 - z) = \\ &= -32\,200 \operatorname{sh} 0,0104 (z - 42,5) + 1900 \operatorname{ch} 0,0104 (85 - z); \\ B'' &= \frac{1058}{0,0104 \operatorname{ch} \frac{0,0104 (127 - 85)}{2}} \operatorname{sh} 0,0104 \left( z - \frac{127 - 85}{2} \right) - \\ &- \frac{3 \cdot 6,57}{0,0104 \operatorname{sh} 0,0104 (127 - 85)} \operatorname{ch} 0,0104 z = \\ &= 99\,300 \operatorname{sh} 0,0104 (z - 21) - 4170 \operatorname{ch} 0,0104 z. \end{aligned}$$

По этим формулам на фиг. 72 построена эпюра бимоментов  $B$  на участке лонжерона. В крайних точках и в точке приложения момента величина бимомента вычисляется по ранее выведенным формулам:

$$B'_a = -32\,200 \operatorname{sh} 0,0104 (85 - 42,5) + 1900 = -12\,800 \text{ кгсм}^2;$$

$$B'_n = B'_a = -32\,200 \operatorname{sh} 0,0104 (-42,5) +$$

$$+ 1900 \operatorname{ch} 0,0104 \cdot 85 = 17\,300 \text{ кгсм}^2;$$

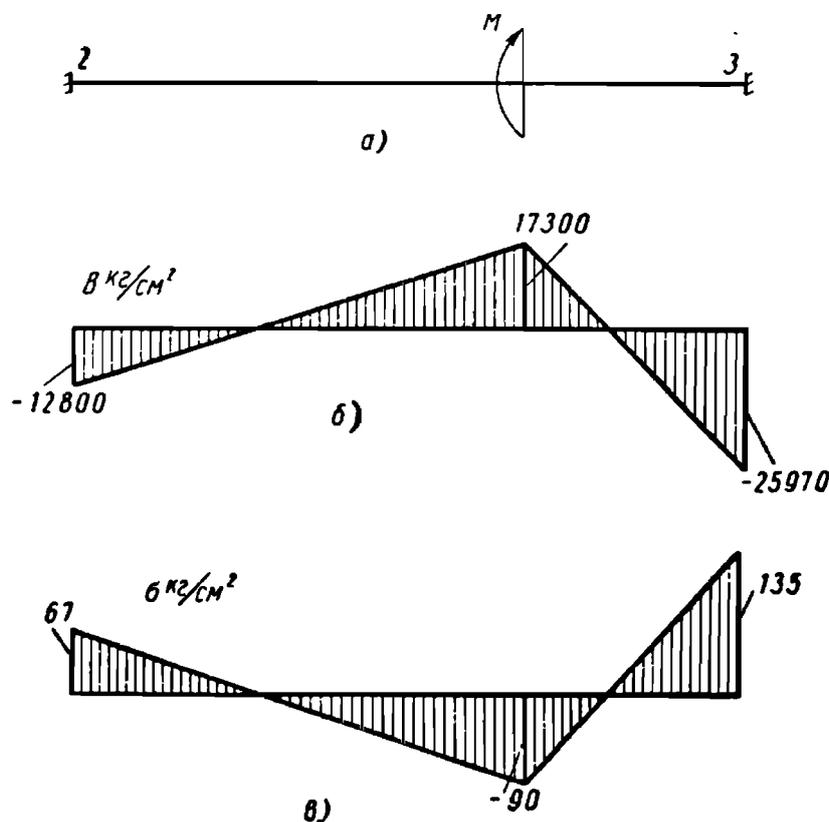
$$B''_n = 99\,300 \operatorname{sh} 0,0104 (-21) - 4170 = -25\,970 \text{ кгсм}^2.$$

Эпюра нормальных напряжений  $\sigma$  у края верхней полки лонжерона получается делением бимомента на секториальный момент сопротивления (фиг. 72, в).

Момент  $M_1 = -367 \text{ кгсм}$  вызывает изгиб поперечины 2; соответственно момент  $M_2 = 1425 - 367 = 1058 \text{ кгсм}$  вызывает изгиб поперечины 3. Наибольшие напряжения изгиба поперечины возни-

кают вблизи места ее крепления к лонжерону. Эти напряжения равны  $\frac{367}{69,1} = -5,3 \text{ кг/см}^2$  для поперечины 2 и  $\frac{1058}{69,1} = 15,3 \text{ кг/см}^2$  для поперечины 3.

По результатам расчета можно сделать следующий вывод. Напряжения, вызываемые запасным колесом в лонжероне, составляют 25—50% от напряжений изгиба лонжерона статической нагрузкой и могут снизить прочность лонжерона. В то же время соответствующие напряжения в поперечинах незначительны. Поэтому лонжероны необходимо по возможности освобождать от



Фиг. 72. Эпюры к расчету напряжений в лонжероне рамы ЗИЛ-150 от запасного колеса:  
 а — эскиз участка лонжерона; б — эпюра  $M$ ; в — эпюра  $Q$ .

восприятия такого рода нагрузок и передавать их на поперечины. Это достигается в том случае когда местные нагрузки прилагаются не в середине участка лонжерона, а в узлах, т. е. в местах присоединения поперечин к лонжерону.

Аналогичные действия могут вызываться не только запасным колесом, но и бензобаком, рессорами и т. п. Особо следует остановиться на рессорах. Крутящие моменты в точках крепления кронштейнов рессор могут появляться даже тогда, когда линия действия вертикальных усилий проходит через центр изгиба сечения лонжерона. Причиной возникновения крутящих моментов в этом случае могут служить поперечные реакции от дороги на колеса автомобиля.

В связи с этим кронштейны рессор, как правило, располагают против узлов рамы, т. е. поперечину крепят в месте крепления кронштейна к лонжерону.

## УЧЕТ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ ПРИ ИЗГИБЕ ЛОНЖЕРОНОВ

Влияние динамической нагрузки на прочность лонжеронов может быть учтено приближенно, как это было показано в разделе «Расчет лонжеронов рамы на изгиб статической нагрузкой» путем снижения допускаемых напряжений с учетом некоторого среднего запаса на динамическую нагрузку.

Возможен также и более точный, но и более сложный способ решения вопроса прямым расчетом лонжеронов на динамическую нагрузку, действующую на лонжерон. Динамическая нагрузка, возникающая при движении по неровной дороге, может быть определена путем умножения статических нагрузок на коэффициент динамической нагрузки. Как было показано в разделе «Нагрузки, действующие на раму», коэффициент динамической нагрузки может быть вычислен либо через вертикальные ускорения подрессоренной массы, либо через динамические нагрузки в передней и задней подвесках. В последнем случае расчет производится по формуле (22). Полагая в ней приближенно  $\epsilon=1$ , получим формулу

$$k_{\partial i} = \frac{L - l_i}{L} \frac{R_{\partial 1}}{R_{cm1}} + \frac{l_i}{L} \frac{R_{\partial 2}}{R_{cm2}}, \quad (241)$$

где  $L$  — база автомобиля;

$l_i$  — расстояние от передней оси до точки приложения какой-либо статической нагрузки;

$\frac{R_{\partial 1}}{R_{cm1}}$  и  $\frac{R_{\partial 2}}{R_{cm2}}$  — отношения динамической нагрузки к статической соответственно для передней и задней подвесок.

В соответствии с данными, указанными в разделе «Экспериментальное определение динамической нагрузки», при средних эксплуатационных условиях для динамической нагрузки в передней подвеске можно принять коэффициент  $\frac{R_{\partial 1}}{R_{cm1}} = 1$ , а в задней подвеске  $\frac{R_{\partial 2}}{R_{cm2}} = 1,2$ . После подстановки этих значений в формулу (241) получаем

$$k_{\partial i} = +1 + 0,2 \frac{l_i}{L}. \quad (242)$$

Следует, однако, отметить, что имеет значение не только абсолютная величина коэффициентов в передней и задней подвесках, но и характер сочетания этих величин с учетом их знаков. В связи с этим, кроме первого варианта расчета, характеризуемого соотношением (242), рассмотрим также второй вариант расчета, когда коэффициенты имеют противоположные знаки

$$\left( \frac{R_{\partial 1}}{R_{cm1}} = -1, \frac{R_{\partial 2}}{R_{cm2}} = 1,2 \right).$$

При этом коэффициент динамической нагрузки

$$k_{\partial i} = -1 + 2,2 \frac{l_i}{L}. \quad (243)$$

Первый вариант расчета лонжеронов рамы

Нагрузка или реакция на левый лонжерон	Вес $P$ в кг	Расстояние от передней оси $l$ в см	$k_{\partial l}$	Динамическая нагрузка $P_{\partial}$ в кг
Вес первого элемента рамы . . . . .	40	—65,4	0,937	38,7
Реакция передней рессоры $R_1'$ . . . . .	—	—53,3	—	—338,8
Вес радиатора . . . . .	40	—49,25	0,975	39,0
Нагрузка на переднюю опору двигателя . . . . .	40,5	—31,05	0,984	39,9
Вес крыльев . . . . .	19	6,9	1,003	19,1
Реакция передней рессоры $R_1''$ . . . . .	—	46,4	—	—389,2
Вес второго элемента рамы . . . . .	20	47,4	1,024	20,5
Вес рулевого механизма . . . . .	32	55,9	1,028	32,9
Нагрузка на заднюю опору двигателя . . . . .	281,5	63,2	1,032	290,5
Нагрузка на переднюю опору кабины . . . . .	121	89,8	1,045	126,4
Вес третьего элемента рамы . . . . .	7,5	110,0	1,055	7,9
Вес подножек . . . . .	8	156,7	1,078	8,6
Вес четвертого элемента рамы . . . . .	42,5	198,9	1,099	46,7
Нагрузка на заднюю опору кабины . . . . .	144	199,8	1,100	158,4
Нагрузка на первую опору платформы . . . . .	410	213,0	1,116	457,6
Нагрузка на переднюю опору бензобака . . . . .	75	213,2	1,116	83,7
Вес воздушного баллона . . . . .	13	260,2	1,130	14,7
Нагрузка на заднюю опору бензобака . . . . .	75	317,3	1,159	86,9
Реакция задней рессоры $R_2'$ . . . . .	—	330,9	—	—1490,3
Нагрузка на вторую опору платформы . . . . .	740	342,6	1,171	866,5
Вес пятого элемента рамы . . . . .	40	346,4	1,173	46,9
Нагрузка на третью опору платформы . . . . .	520	447,4	1,224	636,5
Реакция задней рессоры $R_2''$ . . . . .	—	463,7	—	—1616,6
Вес шестого элемента рамы . . . . .	45	501,5	1,251	56,3
Нагрузка на четвертую опору платформы . . . . .	375	507,1	1,254	470,3
Вес шоферского инструмента . . . . .	34	537,9	1,269	43,1
Нагрузка на пятую опору платформы . . . . .	190	566,7	1,283	243,8
Всего на левый лонжерон . . . . .	—	—	—	3834,9

## автомобиля ЗИЛ-150 на динамическую нагрузку

Распределение веса по осям		Q в кг	$\Delta l$ в см	Q $\Delta l$ в кгсм	M <sub>ц</sub> в кгсм	W <sub>x</sub> в см <sup>3</sup>	$\sigma_{\partial}$ в кг/см <sup>2</sup>
передней R <sub>1</sub> в кг	задней R <sub>2</sub> в кг						
45,03	-6,33	38,7	12,1	470	0	57,8	0
—	—	-300,1	4,05	-1 210	470	57,8	8
43,80	-4,80	-261,1	18,2	-4 750	740	57,8	-13
43,00	-3,10	-221,2	37,95	-8 390	-5 490	57,8	-95
18,77	0,33	-202,1	39,5	-7 980	-13 880	58,0	-240
—	—	-591,3	1,0	-590	-21 860	89,1	-246
18,07	2,43	-570,8	8,5	-4 850	-22 450	89,8	-250
28,30	4,60	-537,9	7,3	-3 930	-27 300	96,1	-284
244,60	45,90	-247,4	26,6	-6 580	-31 230	102	-306
98,02	28,38	-121,0	20,2	-2 440	-37 810	123	-308
5,73	2,17	-113,1	46,7	-5 280	-40 250	131	-307
5,23	3,27	-104,5	42,2	-4 410	-45 530	149	-306
23,48	23,22	-57,8	0,9	-50	-49 940	149	-335
79,28	79,12	100,6	13,2	1 330	-49 990	149	-336
213,93	243,67	558,2	0,2	110	-48 660	149	-327
39,09	44,61	641,9	47,0	30 170	-48 550	149	-326
5,14	9,56	656,6	57,1	37 490	-18 380	149	-124
17,97	68,93	743,5	13,6	10 110	19 110	132	145
—	—	-746,8	11,7	-8 740	29 220	124	235
124,35	742,15	119,7	3,8	450	20 480	118	173
6,28	40,62	166,6	101,0	16 830	20 930	116	180
-75,43	711,93	803,1	16,3	13 090	37 760	65,7	574
—	—	-813,5	37,8	-30 750	50 850	62,2	817
-14,29	70,59	-757,2	5,6	-4 240	20 100	60,8	330
-125,93	596,23	-286,9	30,8	-8 840	15 860	60,0	264
-14,86	57,96	-243,8	28,8	-7 020	7 020	57,8	121
-101,60	345,40	0	—	—	0	—	0
727,96	3106,94	—	—	—	—	—	—

Второй вариант расчета лонжеронов рамы

Нагрузка или реакция на левый лонжерон	Вес $P$ в кг	Расстояние от передней оси $l$ в см	$k_{di}$	Динамическая нагрузка $P_d$ в кг
Вес первого элемента рамы . . . . .	40	-65,4	-1,361	-54,4
Реакция передней рессоры $R_1'$ . . . . .	—	-53,3	—	347,2
Вес радиатора . . . . .	40	-49,25	-1,271	-50,8
Нагрузка на переднюю опору двигателя . . . . .	40,5	-31,05	-1,172	-47,5
Вес крыльев . . . . .	19	6,9	-0,963	-18,3
Реакция передней рессоры $R_1''$ . . . . .	—	46,4	—	398,9
Вес второго элемента рамы . . . . .	20	47,4	-0,738	-14,8
Вес рулевого механизма . . . . .	32	55,9	-0,692	-22,1
Нагрузка на заднюю опору двигателя . . . . .	281,5	63,2	-0,652	-183,5
Нагрузка на переднюю опору кабины . . . . .	121	89,8	-0,505	-61,1
Вес третьего элемента рамы . . . . .	7,5	110,0	-0,395	-3,0
Вес подножек . . . . .	8	156,7	-0,138	-1,1
Вес четвертого элемента рамы . . . . .	42,5	198,9	0,093	3,9
Нагрузка на заднюю опору кабины . . . . .	144	199,8	0,100	14,4
Нагрузка на первую опору платформы . . . . .	410	213,0	0,173	70,9
Нагрузка на переднюю опору бензобака . . . . .	75	213,2	0,173	13,0
Вес воздушного баллона . . . . .	13	260,2	0,432	5,6
Нагрузка на заднюю опору бензобака . . . . .	75	317,3	0,745	55,9
Реакция задней рессоры $R_2'$ . . . . .	—	330,9	—	-1498,4
Нагрузка на вторую опору платформы . . . . .	740	342,6	0,885	654,9
Вес пятого элемента рамы . . . . .	40	346,4	0,905	36,2
Нагрузка на третью опору платформы . . . . .	520	447,4	1,462	760,2
Реакция задней рессоры $R_2''$ . . . . .	—	463,7	—	-1625,4
Вес шестого элемента рамы . . . . .	45	501,5	1,759	79,2
Нагрузка на четвертую опору платформы . . . . .	375	507,1	1,790	671,3
Вес шоферского инструмента . . . . .	34	537,9	1,959	66,6
Нагрузка на пятую опору платформы . . . . .	190	566,7	2,117	402,2
Всего на левый лонжерон . . . . .	—	—	—	2377,7

## ЗИЛ-150 на динамическую нагрузку

Распределение веса по осям		Q в кг	$\Delta l$ в см	Q $\Delta l$ в кгсм	M <sub>и</sub> в кгсм	W <sub>x</sub> в см <sup>3</sup>	$\sigma_{\partial}$ в кг/см <sup>2</sup>
передней R <sub>1</sub> в кг	задней R <sub>2</sub> в кг						
-63,29	8,89	-54,4	12,1	-660	0	57,8	0
—	—	292,8	4,05	1 190	-660	57,8	-11
-57,05	6,25	242,0	18,2	4 400	530	57,8	9
-51,19	3,69	194,5	37,95	7 380	4 930	57,8	85
-17,98	-0,32	176,2	39,5	6 960	12 310	58,0	212
—	—	575,1	1,0	580	19 270	89,1	216
-13,05	-1,75	560,3	8,5	4 760	19 850	89,8	221
-19,01	-3,09	538,1	7,3	3 930	24 610	96,1	256
-154,51	-28,99	354,7	26,6	9 430	28 540	102	280
-47,38	-13,72	293,6	20,2	5 930	37 970	123	309
-2,17	-0,83	290,6	46,7	13 570	43 900	131	335
-0,67	-0,43	289,5	42,2	12 220	57 470	149	366
1,96	1,94	293,4	0,9	260	69 690	449	468
7,21	7,19	307,8	13,2	4 060	69 950	149	469
33,14	37,76	378,7	0,2	80	74 010	149	497
6,07	6,93	391,7	47,0	18 410	74 090	149	497
1,96	3,64	397,3	57,1	22 690	92 500	149	621
11,56	44,34	453,2	13,6	6 160	115 190	132	873
—	—	-1045,2	11,7	-12 230	121 350	124	979
93,97	560,93	-390,3	3,8	-1 480	109 120	118	925
4,85	31,35	-354,1	101,0	-35 760	107 640	116	928
-90,08	850,28	406,1	16,3	6 620	71 880	65,7	1094
—	—	-1219,3	37,8	-46 090	78 500	62,2	1262
-20,10	99,30	-1140,1	5,6	-6 390	32 410	60,8	533
-179,75	851,05	-468,8	30,8	-14 440	26 020	60,6	429
-22,96	89,56	-402,2	28,8	-11 580	11 580	57,8	200
-167,63	569,83	0	—	—	0	—	0
-746,10	3123,80	—	—	—	—	—	—

Расчет лонжеронов рамы автомобиля ГАЗ-51

Нагрузка или реакция на левый лонжерон	Вес $P$ в кг	Расстояние от передней оси $l$ в см	$k_{\partial i}$	Динами- ческая нагрузка $P_{\partial}$ в кг
Вес первого элемента рамы . . . . .	20	-62,6	-1,416	-28,3
Вес радиатора . . . . .	27	-55,0	-1,367	-36,9
Реакция передней рессоры $R_1'$ . . . . .	—	-51,6	—	<u>275,3</u>
Вес рулевого механизма . . . . .	20	-39,75	-1,264	-25,3
Нагрузка на переднюю опору двигателя . . . . .	87,5	-38,0	-1,253	-109,6
Вес второго элемента рамы . . . . .	10	-2,6	-1,017	-10,2
Вес крыльев, капота, боковин, облицовки . . . . .	28	11,0	-0,927	-26,0
Нагрузка на заднюю опору двигателя . . . . .	87,5	46,0	-0,694	-60,7
Реакция передней рессоры $R_1''$ . . . . .	—	56,9	—	<u>249,7</u>
Нагрузка на переднюю опору кабины . . . . .	90	63,3	-0,578	-52,0
Вес третьего элемента рамы . . . . .	10	67,4	-0,551	-5,5
Вес подножек . . . . .	7	111,0	-0,261	-1,8
Нагрузка на заднюю опору кабины . . . . .	109	144,0	-0,041	-4,5
Нагрузка на первую опору платформы . . . . .	276	164,5	0,096	26,5
Вес четвертого элемента рамы . . . . .	22,5	177,4	0,184	4,1
Нагрузка на переднюю опору бензобака . . . . .	50	192,0	0,280	14,0
Нагрузка на заднюю опору бензобака . . . . .	50	232,1	0,547	27,3
Реакция задней рессоры $R_2'$ . . . . .	—	265,5	—	<u>-897,1</u>
Нагрузка на вторую опору платформы . . . . .	510	271,0	0,806	411,1
Вес пятого элемента рамы . . . . .	17,5	327,4	1,182	20,7
Нагрузка на третью опору платформы . . . . .	456	368,5	1,457	664,4
Реакция задней рессоры $R_2''$ . . . . .	—	392,5	—	<u>-925,8</u>
Вес шестого элемента рамы . . . . .	20	417,4	1,783	35,7
Нагрузка на четвертую опору платформы . . . . .	222	457,5	2,049	454,9
Всего на левый лонжерон . . . . .	—	—	—	1297,9

Таблица 31

на динамическую нагрузку по второму варианту

Распределение веса по осям		Q в кг	$\Delta l$ в см	Q $\Delta l$ в кгсм	M <sub>ц</sub> в кгсм	W <sub>x</sub> в см <sup>3</sup>	$\sigma_{\partial}$ в кг/см <sup>2</sup>
передней R <sub>1</sub> в кг	задней R <sub>2</sub> в кг						
-33,67	5,37	-28,3	7,6	-220	0	51,3	0
-43,05	6,15	-65,2	3,4	-220	-220	51,3	-4
—	—	210,1	11,85	2 490	-440	51,3	-8
-28,35	3,05	184,8	1,75	320	2 050	51,3	40
-122,22	12,62	75,2	35,4	2 660	2 370	51,3	46
-10,28	0,08	65,0	13,6	890	5 030	52,0	97
-25,13	-0,87	39,0	35,0	1 370	5 920	60,0	99
-52,24	-8,46	-21,7	10,9	-240	7 290	76,9	95
—	—	228,0	6,4	1 460	7 050	83,3	85
-42,03	-9,97	176,0	4,1	720	8 510	86,6	98
-4,38	-1,12	170,5	43,6	7 430	9 230	89,3	103
-1,19	-0,61	168,7	33,0	5 570	16 660	95,0	175
-2,54	-1,96	164,2	20,5	3 370	22 230	95,0	234
13,29	13,21	190,7	12,9	2 460	25 600	95,0	269
1,90	2,20	194,8	14,6	2 840	28 060	95,0	295
5,85	8,15	203,8	40,1	8 370	30 900	95,0	325
8,10	19,20	236,1	33,4	7 880	39 270	95,0	413
—	—	-661,0	5,5	-3 640	47 150	79,6	592
73,49	337,61	-249,9	56,4	-14 090	43 510	76,9	565
0,16	20,54	-229,2	41,1	-9 420	29 420	51,3	573
-77,51	741,91	435,2	24,0	10 450	20 000	51,3	389
—	—	-490,6	24,9	-12 210	30 450	51,3	593
-9,45	45,15	-454,9	40,1	-18 240	18 240	51,3	355
-175,77	630,67	0	—	—	0	—	0
-525,02	1822,92	—	—	—	—	—	—

Расчет лонжеронов рамы автомобиля МАЗ-200

Нагрузка или реакция на правый лонжерон	Вес $P$ в кг	Расстояние от передней оси $l$ в см	$k_{\partial l}$	Динами- ческая нагрузка $P_{\partial}$ в кг
Реакция передней рессоры $R_1'$ . . . . .	—	—62,8	—	<u>638,2</u>
Вес радиатора . . . . .	54	—58,8	—1,282	—69,2
Вес первого элемента рамы . . . . .	43	—55,0	—1,268	—54,5
Нагрузка на переднюю опору двигателя .	125	—34,0	—1,165	—158,1
Вес облицовки, капота, боковин . . . . .	27	—27,5	—1,134	—30,6
Вес крыльев . . . . .	25	—3,0	—1,015	—25,4
Вес второго элемента рамы . . . . .	43	12,0	—0,942	—40,5
Нагрузка на заднюю опору двигателя . .	450	50,5	—0,754	—339,3
Нагрузка на переднюю опору кабины . .	120	55,4	—0,729	—87,5
Реакция передней рессоры $R_1''$ . . . . .	—	63,8	—	<u>628,2</u>
Вес третьего элемента рамы . . . . .	43	80,5	—0,608	—26,1
Вес подножки с аккумуляторными бата- реями . . . . .	109	130,5	—0,364	—39,7
Вес четвертого элемента рамы . . . . .	43	147,0	—0,285	—12,3
Нагрузка на заднюю опору кабины . . .	200	188,8	—0,080	—16,0
Нагрузка на первую опору платформы .	585	198,5	—0,034	—19,9
Вес пятого элемента рамы . . . . .	43	214,5	0,045	1,9
Нагрузка на переднюю опору топливного бака . . . . .	126	223,0	0,085	10,7
Вес инструмента и пр. . . . .	46	272,0	0,324	14,9
Вес шестого элемента рамы . . . . .	43	282,0	0,373	16,0
Нагрузка на заднюю опору топливного бака . . . . .	126	312,0	0,518	65,3
Нагрузка на вторую опору платформы .	865	328,0	0,597	516,4
Вес седьмого элемента рамы . . . . .	43	350,0	0,703	30,2
Реакция задней рессоры $R_2'$ . . . . .	—	383,0	—	<u>—2328,1</u>
Нагрузка на третью опору платформы .	925	398,5	0,940	869,5
Вес восьмого элемента рамы . . . . .	43	417,0	1,031	44,3
Вес девятого элемента рамы . . . . .	43	485,0	1,361	58,2
Нагрузка на четвертую опору платформы	765	508,0	1,473	1126,8
Вес десятого элемента рамы . . . . .	43	513,0	1,497	64,4
Реакция задней рессоры $R_2''$ . . . . .	—	521,0	—	<u>—2328,0</u>
Нагрузка на пятую опору платформы . .	744	617,0	2,003	1490,2
Всего на правый лонжерон . . . . .	—	—	—	<u>—3389,7</u>

## на динамическую нагрузку по второму варианту

Распределение веса по осям		Q в кг	$\Delta l$ в см	Q $\Delta l$ в кгсм	M <sub>ц</sub> в кгсм	W <sub>x</sub> в см <sup>3</sup>	$\sigma_{\partial}$ в кг/см <sup>2</sup>
передней R <sub>1</sub> в кг	задней R <sub>2</sub> в кг						
—	—	638,2	4,8	3 060	0	117	0
—78,08	8,88	569,0	3,0	1 710	3 060	117	26
—61,13	6,63	514,5	21,0	10 810	4 770	117	41
—169,99	11,89	356,4	6,5	2 320	15 580	117	133
—32,46	1,86	325,8	24,5	7 980	17 900	117	152
—25,57	0,17	300,4	15,0	4 510	25 880	120	216
—39,42	—1,08	259,9	38,5	10 010	30 390	126	241
—301,39	—37,91	—79,4	4,9	—390	40 400	152	266
—76,78	—10,72	—166,9	8,4	—1 400	40 010	159	252
—	—	461,3	16,7	7 700	38 610	172	224
—21,45	—4,65	435,2	50,0	21 760	46 310	191	242
—28,24	—11,46	395,5	16,5	6 530	68 070	210	311
—8,30	—4,00	383,2	41,8	16 020	74 600	225	332
—9,32	—6,68	367,2	9,7	3 560	90 620	238	381
—11,16	—8,74	347,3	16,0	5 560	94 180	238	396
1,00	0,90	349,2	8,5	2 970	99 740	238	419
5,42	5,28	359,9	49,0	17 630	102 710	238	432
5,93	8,97	374,8	10,0	3 750	120 340	238	506
6,02	9,98	390,8	30,0	11 720	124 090	238	521
20,22	45,08	456,1	16,0	7 300	135 810	224	606
141,67	374,73	972,5	22,0	21 390	143 110	215	666
6,82	23,38	1002,7	33,0	33 090	164 500	203	810
—	—	—1325,4	15,5	—20 540	197 590	185	1068
102,91	766,59	—455,9	18,5	—8 430	177 050	177	1100
3,43	40,87	—411,6	68,0	—27 990	168 620	167	1010
—4,25	62,45	—353,4	23,0	—8 130	140 630	144	977
—139,60	1266,40	773,4	5,0	3 870	132 500	144	920
—8,69	73,09	837,8	8,0	6 700	136 370	144	947
—	—	—1490,2	96,0	—143 060	143 070	144	994
—543,99	2034,19	0	—	—	0 (10)	—	0
—1266,4	4656,10	—	—	—	—	—	—

Для примера в табл. 29 и 30 выполнен расчет лонжеронов рамы автомобиля ЗИЛ-150 для обоих вариантов динамической нагрузки.

Из таблиц видно, что динамические напряжения по второму варианту расчета получаются бóльшими. В табл. 31 и 32 приведены аналогичные данные для рам автомобилей ГАЗ-51 и МАЗ-200 по второму варианту расчета динамической нагрузки. Сравнение наибольших статических напряжений с динамическими, полученными по второму варианту расчета, приведено в табл. 33. Отметим, что при действии динамической нагрузки наибольшие напряжения в средней части лонжерона смещаются назад к переднему кронштейну задних рессор.

Из данных таблицы видно, что динамические напряжения примерно в 2 раза превышают статические. Так как расчет производился для средних эксплуатационных условий, то очевидно, что двукратный запас на динамическую нагрузку является минимально необходимым. Такой же нижний предел запаса на динамическую нагрузку был получен выше при анализе данных табл. 28.

Таблица 33

Сравнительные данные о наибольших расчетных статических и динамических напряжениях в лонжеронах автомобилей (кг/см<sup>2</sup>)

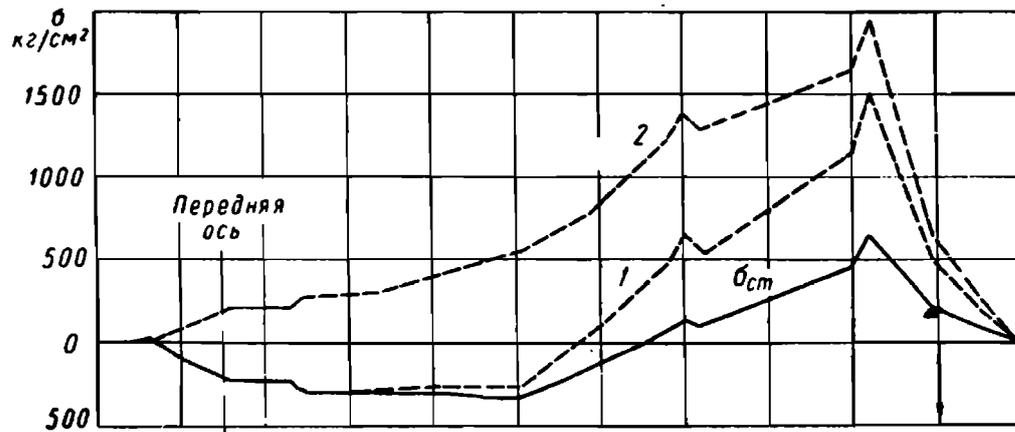
Напряжения	ЗИЛ-150		ГАЗ-51		МАЗ-200	
	В средней части	В задней части	В средней части	В задней части	В средней части	В задней части
Статические . . .	344	644	335	290	585	496
Динамические . .	979	1262	592	593	1068	994

При использовании автомобиля на плохих дорогах с повышенными скоростями и нагрузками, естественно, должен повышаться и запас на динамическую нагрузку. Приведенные экспериментальные данные показывают, что при более тяжелых условиях эксплуатации отношение динамической нагрузки к статической в задней подвеске увеличивается примерно до двух (см. данные для автомобилей ГАЗ-63 и ГАЗ-51). Таким образом, для указанных выше условий можно принять, что динамические нагрузки в подвесках характеризуются следующими величинами:

$$\frac{R_{\partial 1}}{R_{cm1}} = 1; \quad \frac{R_{\partial 2}}{R_{cm2}} = 2.$$

С помощью формулы (241) можно получить в случае первого варианта расчета динамической нагрузки (при одинаковых знаках динамической нагрузки)

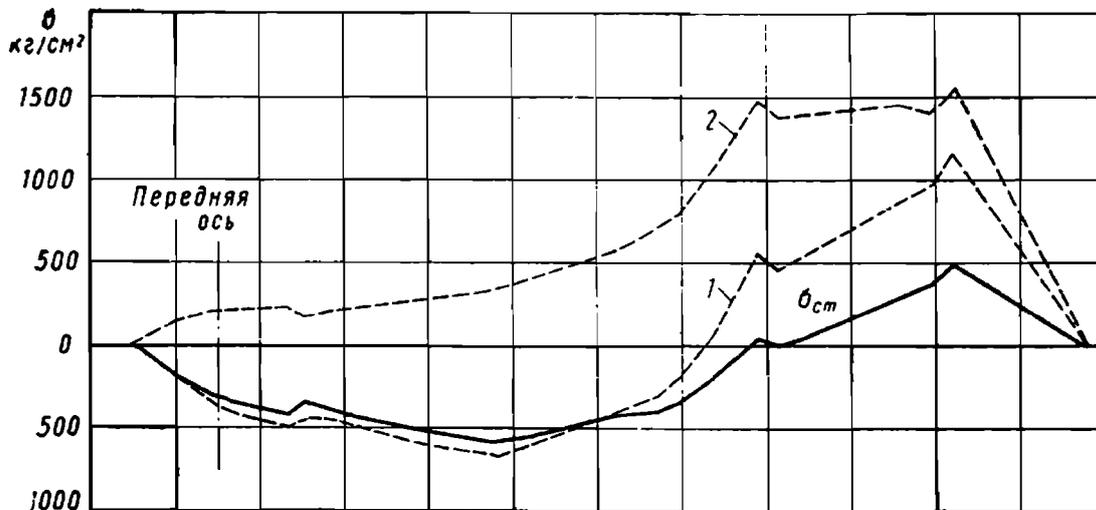
$$k_{\partial i} = 1 + \frac{l_i}{L}. \quad (244)$$



а)



б)



в)

Фиг. 73. Эпюры напряжений изгиба в лонжероне рам автомобилей от статической и динамической нагрузок:  
 а — ЗИЛ-150; б — ГАЗ-51; в — МАЗ-200.

Расчет лонжеронов рамы автомобиля ЗИЛ-150 на максимальную

Нагрузка или реакция на левый лонжерон	Вес $P$ в кг	Расстояние от передней оси $l$ в см	$k_{\partial l}$	Динамическая нагрузка $P_{\partial}$ в кг
Вес первого элемента рамы . . . . .	40	—65,4	0,836	33,4
Реакция передней рессоры $R_1'$ . .	—	—53,4	—	<u>—334,5</u>
Вес радиатора . . . . .	40	—49,25	0,877	35,1
Нагрузка на переднюю опору двигателя . . . . .	40,5	—31,05	0,922	37,3
Вес крыльев . . . . .	19	6,9	1,017	19,3
Реакция передней рессоры $R_1''$ . .	—	46,4	—	<u>—384,3</u>
Вес второго элемента рамы . . . . .	20	47,4	1,119	22,4
Вес рулевого механизма . . . . .	32	55,9	1,140	36,5
Нагрузка на заднюю опору двигателя . . . . .	281,5	63,2	1,158	326,0
Нагрузка на переднюю опору кабины . . . . .	121	89,8	1,225	148,2
Вес третьего элемента рамы . . . . .	7,5	110,0	1,275	9,6
Вес подножек . . . . .	8	156,7	1,392	11,1
Вес четвертого элемента рамы . . . . .	42,5	198,9	1,497	63,6
Нагрузка на заднюю опору кабины . . . . .	144	199,8	1,500	216,0
Нагрузка на первую опору платформы . . . . .	410	213,0	1,532	628,1
Нагрузка на переднюю опору бензобака . . . . .	75	213,2	1,533	115,0
Вес воздушного баллона . . . . .	13	260,2	1,651	21,5
Нагрузка на заднюю опору бензобака . . . . .	75	317,3	1,793	134,5
Реакция задней рессоры $R_2'$ . .	—	330,9	—	<u>—2484,8</u>
Нагрузка на вторую опору платформы . . . . .	740	342,6	1,857	1374,2
Вес пятого элемента рамы . . . . .	40	346,4	1,866	74,6
Нагрузка на третью опору платформы . . . . .	520	447,4	2,119	1101,9
Реакция задней рессоры $R_2''$ . .	—	463,7	—	<u>—2695,5</u>
Вес шестого элемента рамы . . . . .	45	501,5	2,254	101,4
Нагрузка на четвертую опору платформы . . . . .	375	507,1	2,268	850,5
Вес шоферского инструмента . . . . .	34	537,9	2,345	79,7
Нагрузка на пятую опору платформы . . . . .	190	566,7	2,417	459,2
Всего на левый лонжерон .	—	—	—	5899,1

## динамическую нагрузку по первому варианту

Распределение веса по осям		Q в кг	$\Delta l$ в см	Q $\Delta l$ в кгсм	M <sub>и</sub> в кгсм	W <sub>x</sub> в см <sup>3</sup>	$\sigma_{\partial}$ в кг/см <sup>2</sup>
передней R <sub>1</sub> в кг	задней R <sub>2</sub> в кг						
38,86	-5,46	33,4	12,1	400	0	57,8	0
—	—	-301,1	4,05	-1 220	400	57,8	7
39,42	-4,32	-266,0	18,2	-4 840	-820	57,8	-14
40,20	-2,90	-228,7	37,95	-8 680	-5 660	57,8	-98
18,97	0,33	-209,4	39,5	-8 270	-14 340	58,0	-247
—	—	-593,7	1,0	-590	-22 610	89,1	-254
19,75	2,65	-571,3	8,5	-4 860	-23 200	89,8	-258
31,40	5,10	-534,8	7,3	-3 900	-28 060	96,1	-292
274,49	51,51	-208,8	26,6	-5 550	-31 960	102	-313
114,93	33,27	-60,6	20,2	-1 220	-37 510	123	-305
6,96	2,64	-51,0	46,7	-2 380	-38 730	131	-296
6,75	4,35	-39,9	42,2	-1 680	-41 110	149	-276
31,97	31,63	23,7	0,9	20	-42 790	149	-287
108,11	107,89	239,7	13,2	3 160	-42 770	149	-287
293,64	334,46	867,8	0,2	170	-39 610	149	-266
53,70	61,30	992,8	47,0	46 190	-39 440	149	-265
7,51	13,99	1004,3	57,1	57 350	6 750	149	45
27,81	106,69	1138,8	13,6	15 490	64 100	132	486
—	—	-1346,0	11,7	-15 750	79 590	124	642
197,20	1177,00	28,2	3,8	110	63 840	118	541
10,00	64,60	102,8	101,0	10 380	63 950	116	551
-130,58	1232,48	1204,7	16,3	19 630	74 330	65,7	1131
—	—	-1490,8	37,8	-56 350	93 960	62,2	1511
-25,73	127,13	-1389,4	5,6	-7 780	37 610	60,8	619
-227,72	1078,22	-538,9	30,8	-16 600	29 830	60,6	492
-27,48	107,18	-459,2	28,8	-13 230	13 230	57,8	229
-191,37	650,57	0	—	—	0	—	—
718,79	5180,31	—	—	—	—	—	—

Расчет лонжеронов рамы автомобиля ГАЗ-51 на максимальную

Нагрузка или реакция на левый лонжерон	Вес $P$ в кг	Расстояние от передней оси $l$ в см	$k_{\partial i}$	Динамическая нагрузка $P$ в кг
Вес первого элемента рамы . . . . .	20	-62,6	0,810	16,2
Вес радиатора . . . . .	27	-55,0	0,833	22,5
Реакция передней рессоры $R_1'$ . . . . .	—	-51,6	—	<u>-306,6</u>
Вес рулевого механизма . . . . .	20	-39,75	0,880	17,6
Нагрузка на переднюю опору двигателя . . . . .	87,5	-38,0	0,885	77,4
Вес второго элемента рамы . . . . .	10	- 2,6	0,992	9,9
Вес крыльев, капота, боковин, облицовки . . . . .	28	11,0	1,033	28,9
Нагрузка на заднюю опору двигателя . . . . .	87,5	46,0	1,139	99,7
Реакция передней рессоры $R_1''$ . . . . .	—	56,9	—	<u>-278,1</u>
Нагрузка на переднюю опору кабины . . . . .	90	63,3	1,192	107,3
Вес третьего элемента рамы . . . . .	10	67,4	1,204	12,0
Вес подножек . . . . .	7	111,0	1,336	9,4
Нагрузка на заднюю опору кабины . . . . .	109	144,0	1,436	156,5
Нагрузка на первую опору платформы . . . . .	276	164,5	1,498	413,4
Вес четвертого элемента рамы . . . . .	22,5	177,4	1,538	34,6
Нагрузка на переднюю опору бензобака . . . . .	50	192,0	1,582	79,1
Нагрузка на заднюю опору бензобака . . . . .	50	232,1	1,703	85,2
Реакция задней рессоры $R_2'$ . . . . .	—	265,5	—	<u>-1520,2</u>
Нагрузка на вторую опору платформы . . . . .	510	271,0	1,821	928,7
Вес пятого элемента рамы . . . . .	17,5	327,4	1,992	34,9
Нагрузка на третью опору платформы . . . . .	456	368,5	2,117	965,4
Реакция задней рессоры $R_2''$ . . . . .	—	392,5	—	<u>-1568,8</u>
Вес шестого элемента рамы . . . . .	20	417,4	2,265	45,3
Нагрузка на четвертую опору платформы . . . . .	222	457,5	2,386	529,7
Всего на левый лонжерон . . . . .	—	—	—	3673,7

## динамическую нагрузку по первому варианту

Распределение веса по осям		Q в кг	$\Delta l$ в см	Q $\Delta l$ в кгсм	M <sub>из</sub> в кгсм	W <sub>x</sub> в см <sup>3</sup>	$\sigma_D$ в кг/см <sup>2</sup>
передней R <sub>1</sub> в кг	задней R <sub>2</sub> в кг						
19,27	-3,07	16,2	7,6	120	0	51,3	0
26,25	-3,75	38,7	3,4	130	120	51,3	2
—	—	-267,9	11,85	-3 170	250	51,3	5
19,72	-2,12	-250,3	1,75	- 440	-2 920	51,3	-57
86,31	-8,91	-172,9	35,4	-6 120	-3 360	51,3	-65
9,98	-0,08	-163,0	13,6	-2 220	-9 480	52,0	-182
27,94	0,96	-134,1	35,0	-4 690	-11 700	60,0	-195
85,80	13,90	- 34,4	10,9	-380	-16 390	76,9	-213
—	—	-312,5	6,4	-2 000	-16 770	83,3	-201
86,72	20,58	-205,2	4,1	-840	-18 770	86,6	-217
9,55	2,45	-193,2	43,6	-8 420	-19 610	89,3	-220
6,24	3,16	-183,8	33,0	-6 060	-28 030	95,0	-295
88,21	68,29	- 27,3	20,5	-560	-34 090	95,0	-359
207,33	206,07	386,1	12,9	4 980	-34 650	95,0	-365
16,00	18,60	420,7	14,6	6 140	-29 670	95,0	-312
33,08	46,02	499,8	40,1	20 040	-23 530	95,0	-248
25,28	59,92	585,0	33,4	19 540	-3 490	95,0	-37
—	—	-935,2	5,5	-5 140	16 050	79,6	202
166,04	762,66	-6,5	56,4	-370	10 910	76,9	142
0,28	34,62	28,4	41,1	1 170	10 540	51,3	205
-112,63	1078,03	993,8	24,0	23 850	11 710	51,3	228
—	—	- 575,0	24,9	-14 320	35 560	51,3	693
-12,00	57,30	-529,7	40,1	-21 240	21 240	51,3	414
-204,65	734,35	0	—	—	0	—	—
584,72	3088,98	—	—	—	—	—	—

**Расчет лонжерона рамы автомобиля МАЗ-200 на максимальную**

Нагрузка или реакция на правый лонжерон	Вес $P$ в кг	Расстояние от передней оси $l$ в см	$k_{oi}$	Динамическая нагрузка $P_{\partial}$ в кг
Реакция передней рессоры $R_1'$ . . .	—	— 62,8	—	<u>—867,7</u>
Вес радиатора . . . . .	54	— 58,0	0,872	47,1
Вес правого элемента рамы . . . . .	43	— 55,0	0,878	37,8
Нагрузка на переднюю опору двигателя . . . . .	125	— 34,0	0,925	115,6
Вес облицовки, капота, боковин . . . . .	27	— 27,5	0,939	25,4
Вес крыльев . . . . .	25	— 3,0	0,993	24,8
Вес второго элемента рамы . . . . .	43	12,0	1,027	44,2
Нагрузка на заднюю опору двигателя . . . . .	450	50,5	1,112	500,4
Нагрузка на переднюю опору кабины . . . . .	120	55,4	1,123	134,8
Реакция передней рессоры $R_1''$ . . . . .	—	63,8	—	<u>—854,1</u>
Вес третьего элемента рамы . . . . .	43	80,5	1,178	50,7
Вес подножки с аккумуляторными батареями . . . . .	109	130,5	1,289	140,5
Вес четвертого элемента рамы . . . . .	43	147,0	1,325	57,0
Нагрузка на заднюю опору кабины . . . . .	200	188,8	1,418	283,6
Нагрузка на первую опору платформы . . . . .	585	198,5	1,439	841,8
Вес пятого элемента рамы . . . . .	43	214,5	1,475	63,4
Нагрузка на переднюю опору топливного бака . . . . .	126	223,0	1,493	188,1
Вес инструмента и пр. . . . .	46	272,0	1,602	73,7
Вес шестого элемента рамы . . . . .	43	282,0	1,624	69,8
Нагрузка на заднюю опору топливного бака . . . . .	126	312,0	1,690	212,9
Нагрузка на вторую опору платформы . . . . .	865	328,0	1,726	1493,0
Вес седьмого элемента рамы . . . . .	43	350,0	1,774	76,3
Реакция задней рессоры $R_2'$ . . . . .	—	383,0	—	<u>—4074,0</u>
Нагрузка на третью опору платформы . . . . .	925	398,5	1,882	1740,9
Вес восьмого элемента рамы . . . . .	43	417,0	1,923	82,7
Вес девятого элемента рамы . . . . .	43	485,0	2,073	89,1
Нагрузка на четвертую опору платформы . . . . .	765	508,0	2,124	1624,9
Вес десятого элемента рамы . . . . .	43	513,0	2,135	91,8
Реакция задней рессоры $R_2''$ . . . . .	—	521,0	—	<u>—4074,1</u>
Нагрузка на пятую опору платформы . . . . .	744	617,0	2,365	1759,6
<b>Всего на правый лонжерон . . . . .</b>	—	—	—	9869,9

## Динамическую нагрузку по первому варианту

Распределение веса г.о осям		Q в кг	$\Delta l$ в см	Q $\Delta l$ в кгсм	M <sub>ц</sub> в кгсм	W <sub>x</sub> в см <sup>3</sup>	$\sigma_d$ в кг/см <sup>2</sup>
передней R <sub>1</sub> в кг	задней R <sub>2</sub> в кг						
—	—	-867,7	4,8	-4 160	0	117	0
53,14	-6,04	-820,6	3,0	-2 460	-4 160	117	-36
42,40	-4,60	-782,8	21,0	-16 440	-6 620	117	-57
124,30	-8,70	-667,2	6,5	-4 340	-23 060	117	-197
26,95	-1,55	-641,8	24,5	-15 720	-27 400	117	-234
24,96	-0,16	-617,0	15,0	-9 250	-43 120	120	-359
43,03	1,17	-572,8	38,5	-22 050	-52 370	126	-416
444,49	55,91	-72,4	4,9	-360	-74 420	152	-490
118,28	16,52	62,4	8,4	520	-74 780	159	-470
—	—	-791,7	16,7	-13 220	-74 260	172	-432
41,67	9,03	-741,0	50,0	-37 050	-87 480	191	-458
99,93	40,57	-600,5	16,5	-9 910	-124 530	219	-569
38,46	18,54	-543,5	41,8	-22 720	-134 440	225	-598
165,14	118,46	-259,9	9,7	-2 520	-157 160	238	-660
472,12	369,68	581,9	16,0	9 310	-159 680	238	-671
33,31	30,09	645,3	8,5	5 490	-150 370	238	-632
95,30	92,80	833,4	49,0	40 840	-144 880	238	-609
29,35	44,35	907,1	10,0	9 070	-104 040	238	-437
26,25	43,55	976,9	30,0	29 310	-94 970	238	-399
65,94	146,96	1189,8	16,0	19 040	-65 660	224	-293
409,59	1083,41	2682,8	22,0	59 020	-46 620	215	-217
17,22	59,08	2759,1	33,0	91 050	12 400	203	61
—	—	-1314,9	15,5	-20 380	103 450	185	559
206,06	1534,84	426,0	18,5	7 880	83 070	177	469
6,40	76,30	508,7	68,0	34 590	90 950	167	545
-6,50	95,60	597,8	23,0	13 750	125 540	144	872
-201,31	1826,21	2222,7	5,0	11 110	139 290	144	967
-12,39	104,19	2314,5	8,0	18 520	150 400	144	1044
—	—	-1759,6	96,0	-168 920	168 920	144	1173
642,32	2401,92	—	—	—	—	—	—
1721,77	8148,13	—	—	—	—	—	—

Расчет лонжеронов рамы автомобиля ЗИЛ-150 на максимальную

Нагрузка или реакция на левый лонжерон	Вес $P$ в кг	Расстояние от передней оси $l$ в см	$k_{\partial l}$	Динамическая нагрузка $P_{\partial}$ в кг
Вес первого элемента рамы . . . . .	40	-65,4	-1,491	-59,6
Реакция передней рессоры $R_1'$ . . . . .	—	-53,3	—	350,6
Вес радиатора . . . . .	40	-49,25	-1,369	-54,8
Нагрузка на переднюю опору двигателя . . . . .	40,5	-31,05	-1,233	-49,9
Вес крыльев . . . . .	19	6,9	-0,948	-18,0
Реакция передней рессоры $R_1''$ . . . . .	—	46,4	—	402,8
Вес второго элемента рамы . . . . .	20	47,4	-0,644	-12,9
Вес рулевого механизма . . . . .	32	55,9	-0,581	-18,6
Нагрузка на заднюю опору двигателя . . . . .	281,5	63,2	-0,526	-148,1
Нагрузка на переднюю опору кабины . . . . .	121	89,8	-0,326	-39,4
Вес третьего элемента рамы . . . . .	7,5	110,0	-0,175	-1,3
Вес подножек . . . . .	8	156,7	0,175	1,4
Вес четвертого элемента рамы . . . . .	42,5	198,9	0,492	20,9
Нагрузка на заднюю опору кабины . . . . .	144	199,8	0,499	71,9
Нагрузка на первую опору платформы . . . . .	410	213,0	0,596	244,4
Нагрузка на переднюю опору бензобака . . . . .	75	213,2	0,599	44,9
Вес воздушного баллона . . . . .	13	260,2	0,952	12,4
Нагрузка на заднюю опору бензобака . . . . .	75	317,3	1,380	103,5
Реакция задней рессоры $R_2'$ . . . . .	—	330,9	—	-2492,8
Нагрузка на вторую опору платформы . . . . .	740	342,6	1,570	1161,8
Вес пятого элемента рамы . . . . .	40	346,4	1,598	63,9
Нагрузка на третью опору платформы . . . . .	520	447,4	2,356	1225,1
Реакция задней рессоры $R_2''$ . . . . .	—	463,7	—	-2704,2
Вес шестого элемента рамы . . . . .	45	501,5	2,761	124,2
Нагрузка на четвертую опору платформы . . . . .	375	507,1	2,803	1051,1
Вес шоферского инструмента . . . . .	34	537,9	3,034	103,2
Нагрузка на пятую опору платформы . . . . .	190	566,7	3,250	617,5
Всего на левый лонжерон . . . . .	—	—	—	4443,6

## динамическую нагрузку по второму варианту

Распределение веса по осям		Q в кг	$\Delta l$ в см	Q $\Delta l$ в кгсм	M <sub>ц</sub> в кгсм	W <sub>x</sub> в см <sup>2</sup>	$\sigma_{\partial}$ в кг/см <sup>2</sup>
передней R <sub>1</sub> в кг	задней R <sub>2</sub> в кг						
-69,34	9,74	-59,5	12,1	-720	0	57,8	0
—	—	291,0	4,05	1 180	-720	57,8	-12
-61,55	6,75	236,2	18,2	4 300	460	57,8	8
-53,77	3,87	186,3	37,95	7 070	4 760	57,8	82
-17,69	-0,31	168,3	39,5	6 650	11 830	58,0	204
—	—	571,1	1,0	570	18 480	89,1	207
-11,37	-1,53	558,2	8,5	4 740	19 050	89,8	212
-16,00	-2,60	539,6	7,3	3 940	23 790	96,1	248
-124,70	-23,40	391,5	26,6	10 410	27 730	102	272
-30,55	-8,85	352,1	20,2	7 110	38 140	123	310
-0,94	-0,36	350,8	46,7	16 380	45 250	131	345
0,85	0,55	352,2	42,2	148 60	61 630	149	414
10,51	10,39	373,1	0,9	340	76 490	149	513
35,99	35,91	445,0	13,2	5 870	76 830	149	516
114,26	130,14	689,4	0,2	140	82 700	149	555
20,97	23,93	734,3	47,0	34 510	82 840	149	556
4,33	8,07	746,7	57,1	42 640	117 350	149	788
21,40	82,10	850,2	13,6	11 560	159 990	132	1212
—	—	-1642,6	11,7	-19 220	171 550	124	1383
166,72	995,08	-480,8	3,8	-1 830	152 330	118	1291
8,56	55,34	-416,9	101,0	-42 110	150 500	116	1297
-145,17	1370,27	808,2	16,3	13 170	108 390	65,7	1650
—	—	-1896,0	37,8	-71 670	121 560	62,2	1954
-31,52	155,72	-1771,8	5,6	-9 920	49 890	60,8	821
-281,43	1332,53	-720,7	30,8	-22 200	39 970	60,6	660
-35,58	138,78	-617,5	28,8	-17 780	17 770	57,8	307
-257,34	874,84	0	—	—	0 (-10)	—	—
-753,36	5196,96	—	—	—	—	—	—

Расчет лонжеронов рамы автомобиля ГАЗ-51 на максимальную

Нагрузка или реакция на левый лонжерон	Вес $P$ в кг	Расстояние от передней оси $l$ в см	$k_{di}$	Динамическая нагрузка $P_d$ в кг
Вес первого элемента рамы . . .	20	- 62,6	-1,569	-31,4
Вес радиатора . . . . .	27	-55,0	-1,500	-40,5
Реакция передней рессоры $R_1'$ . .	—	-51,6	—	<u>267,4</u>
Вес рулевого механизма . . . . .	20	-39,75	-1,361	-27,2
Нагрузка на переднюю опору двигателя . . . . .	87,5	-38,0	-1,345	-117,7
Вес второго элемента рамы . . .	10	- 2,6	-1,024	-10,2
Вес крыльев, капота, боковин, облицовки . . . . .	28	11,0	-0,900	-25,2
Нагрузка на заднюю опору двигателя . . . . .	87,5	46,0	-0,582	-50,9
Реакция передней рессоры $R_1''$ . .	—	56,9	—	<u>242,4</u>
Нагрузка на переднюю опору кабины . . . . .	90	63,3	-0,425	-38,3
Вес третьего элемента рамы . . .	10	67,4	-0,387	-3,9
Вес подножек . . . . .	7	111,0	0,001	0,1
Нагрузка на заднюю опору кабины . . . . .	109	144,0	0,309	33,7
Нагрузка на первую опору платформы . . . . .	276	164,5	0,495	136,6
Вес четвертого элемента рамы . .	22,5	177,4	0,613	13,8
Нагрузка на переднюю опору бензобака . . . . .	50	192,0	0,745	37,3
Нагрузка на заднюю опору бензобака . . . . .	50	232,1	1,110	55,5
Реакция задней рессоры $R_2'$ . .	—	265,5	—	<u>-1501,7</u>
Нагрузка на вторую опору платформы . . . . .	510	271,0	1,464	746,6
Вес пятого элемента рамы . . . .	17,5	327,4	1,976	34,6
Нагрузка на третью опору платформы . . . . .	456	368,5	2,350	1071,6
Реакция задней рессоры $R_2''$ . .	—	392,5	—	<u>-1549,8</u>
Вес шестого элемента рамы . . . .	20	417,4	2,795	55,9
Нагрузка на четвертую опору платформы . . . . .	222	457,5	3,159	701,3
Всего на левый лонжерон .	—	—	—	2541,7

## динамическую нагрузку по второму варианту

Распределение веса по осям		Q в кг	$\Delta l$ в см	Q $\Delta l$ в кгсм	M <sub>ц</sub> в кгсм	W <sub>x</sub> в см <sup>3</sup>	$\sigma_D$ в кг/см <sup>2</sup>
передней R <sub>1</sub> в кг	задней R <sub>2</sub> в кг						
-37,36	5,96	-31,4	7,6	-240	0	51,3	0
-47,25	6,75	-71,9	3,4	-240	-240	51,3	-5
—	—	195,5	11,85	2 320	-480	51,3	-9
-30,48	3,28	168,3	1,75	300	1 840	51,3	36
-131,25	13,55	50,6	35,4	1 790	2 140	51,3	42
-10,28	0,08	40,4	13,6	550	3 930	52,0	76
-24,36	-0,84	15,2	35,0	530	4 480	60,0	75
-43,80	-7,10	-35,7	10,9	-390	5 010	76,9	65
—	—	206,7	6,4	1 320	4 620	83,3	55
-30,95	-7,35	168,4	4,1	690	5 940	86,6	69
-3,10	-0,80	164,5	43,6	7 170	6 630	89,3	74
0,07	0,03	164,6	33,0	5 430	13 800	95,0	145
18,99	14,71	198,3	20,5	4 070	19 230	95,0	202
68,51	68,09	334,9	12,9	4 320	23 300	95,0	245
6,38	7,42	348,7	14,6	5 090	27 620	95,0	291
15,60	21,70	386,0	40,1	15 480	32 710	95,0	344
16,47	39,03	441,5	33,4	14 750	48 190	95,0	507
—	—	-1060,2	5,5	- 5 830	62 940	79,6	791
133,48	613,12	-313,6	56,4	-17 690	57 110	76,9	743
0,27	34,33	-279,0	41,1	-11 470	39 420	51,3	768
-125,02	1196,62	792,6	24,0	19 020	27 950	51,3	545
—	—	-757,2	24,9	-18 850	46 970	51,3	916
-14,80	70,70	-701,3	40,1	-28 120	28 120	51,3	548
-270,96	972,26	0	—	—	0	—	—
-509,84	3051,54	—	—	—	—	—	—

Расчет лонжеронов рамы автомобиля МАЗ-200 на максимальную

Нагрузка или реакция на правый лонжерон	Вес $P$ в кг	Расстояние от передней оси $l$ в см	$k_{di}$	Динамическая нагрузка $P_D$ в кг
Реакция передней рессоры $R_1'$ . . .	—	—62,8	—	<u>584,7</u>
Вес радиатора . . . . .	54	—58,0	—1,385	—74,8
Вес правого элемента рамы . . . . .	43	—55,0	—1,369	—58,7
Нагрузка на переднюю опору двигателя . . . . .	125	—34,0	—1,226	—153,3
Вес облицовки, капота, боковин . . . . .	27	—27,5	—1,183	—31,9
Вес крыльев . . . . .	25	—3,0	—1,020	—25,5
Вес второго элемента рамы . . . . .	43	12,0	—0,920	—39,6
Нагрузка на заднюю опору двигателя . . . . .	450	50,5	—0,665	—299,3
Нагрузка на переднюю опору кабины . . . . .	120	55,4	—0,632	—75,8
Реакция передней рессоры $R_1''$ . . .	—	63,8	—	<u>575,5</u>
Вес третьего элемента рамы . . . . .	43	80,5	—0,466	—20,0
Вес подножки с аккумуляторными батареями . . . . .	109	130,5	—0,434	—47,3
Вес четвертого элемента рамы . . . . .	43	147,0	—0,024	—1,0
Нагрузка на заднюю опору кабины . . . . .	200	188,8	0,253	50,6
Нагрузка на первую опору платформы . . . . .	585	198,5	0,317	185,4
Вес пятого элемента рамы . . . . .	43	214,5	0,424	18,2
Нагрузка на переднюю опору топливного бака . . . . .	126	223,0	0,480	60,5
Вес инструмента и пр. . . . .	46	272,0	0,805	37,0
Вес шестого элемента рамы . . . . .	43	282,0	0,872	37,5
Нагрузка на заднюю опору топливного бака . . . . .	126	312,0	1,071	134,9
Нагрузка на вторую опору платформы . . . . .	865	328,0	1,177	1018,1
Вес седьмого элемента рамы . . . . .	43	350,0	1,323	56,9
Реакция задней рессоры $R_2'$ . . .	—	383,0	—	<u>—3922,9</u>
Нагрузка на третью опору платформы . . . . .	925	398,5	1,645	1521,6
Вес восьмого элемента рамы . . . . .	43	417,0	1,768	76,0
Вес девятого элемента рамы . . . . .	43	485,0	2,219	95,4
Нагрузка на четвертую опору платформы . . . . .	765	508,0	2,372	1814,6
Вес десятого элемента рамы . . . . .	43	513,0	2,405	103,4
Реакция задней рессоры $R_2''$ . . .	—	521,0	—	<u>—3922,9</u>
Нагрузка на пятую опору платформы . . . . .	744	617,0	3,095	2302,7
Всего на правый лонжерон . . . . .	—	—	—	<u>6685,6</u>

## динамическую нагрузку по второму варианту

Распределение веса по осям		Q в кг	$\Delta l$ в см	Q $\Delta l$ в кгсм	M <sub>ц</sub> в кгсм	W <sub>x</sub> в см <sup>2</sup>	$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>
передней R <sub>1</sub> в кг	задней R <sub>2</sub> в кг						
—	—	584,7	4,8	2 810	0	117	0
—84,40	9,60	509,9	3,0	1 530	2 810	117	24
—65,84	7,14	451,2	21,0	9 470	4 340	117	37
—164,83	11,53	297,9	6,5	1 940	13 810	117	118
—33,84	1,94	265,0	24,5	6 520	15 750	117	135
—25,67	0,17	240,5	15,0	3 610	22 270	120	186
—38,55	—1,05	200,9	38,5	7 730	25 880	126	205
—265,86	—33,44	—98,4	4,9	—480	33 610	152	221
—66,51	—9,29	—174,2	8,4	—1 460	33 130	159	208
—	—	401,3	16,7	6 700	31 670	172	184
—16,44	—3,56	381,3	50,0	19 060	38 370	191	201
—33,64	—13,66	334,0	16,5	5 510	57 430	219	262
—0,67	—0,33	333,0	41,8	13 920	62 940	225	280
29,46	21,14	383,6	9,7	3 720	76 860	238	323
103,98	81,42	569,0	16,0	9 100	80 580	238	339
9,56	8,64	587,2	8,5	4 990	89 680	238	377
30,65	29,85	647,7	49,0	31 740	94 670	238	398
14,73	22,27	684,7	10,0	6 850	126 410	238	531
14,10	23,40	722,2	30,0	21 670	133 260	238	560
41,78	93,12	857,1	16,0	13 710	154 930	224	692
279,30	738,80	1875,2	22,0	41 250	168 640	215	784
12,84	44,06	1932,1	33,0	63 760	209 890	203	1034
—	—	—1990,8	15,5	—30 860	273 650	185	1479
180,10	1341,50	—469,2	18,5	—8 680	242 790	177	1372
5,88	70,12	—393,2	68,0	—26 740	234 110	167	1402
—6,96	102,36	—297,8	23,0	—6 850	207 370	144	1440
—224,81	2039,41	1516,8	5,0	7 580	200 520	144	1393
—13,95	117,35	1620,2	8,0	12 960	208 100	144	1445
—	—	—2302,7	96,0	—221 060	221 060	144	1535
—840,58	3143,28	0	—	—	0	—	—
—1160,17	7845,77	—	—	—	—	—	—

Аналогично для второго варианта расчета динамической нагрузки (при разных знаках динамической нагрузки, т. е.  $\frac{R_{\partial 1}}{R_{cm1}} = 1$ ;  $\frac{R_{\partial 2}}{R_{cm2}} = 2$ ) получаем

$$k_{\partial i} = -1 + 3 \frac{l_i}{L}. \quad (245)$$

В соответствии с данными формулами для коэффициентов динамической нагрузки расчет по первому варианту выполнен в табл. 34—36, а по второму варианту — в табл. 37—39. Соответствующие эпюры напряжений от динамической нагрузки (первый вариант — кривые 1, второй вариант — кривые 2) со статическими напряжениями  $\sigma_{cm}$  показаны на фиг. 73. Как показывают эпюры, динамические напряжения в средней части примерно равны статическим, а в задней части (в зоне переднего и заднего кронштейнов задней рессоры) — в 3 раза превышают статические.

Таким образом, даже при весьма высоких динамических нагрузках коэффициент запаса не превышает установленных ранее пределов запаса. Следовательно, рациональное использование указанных значений запаса на динамическую нагрузку обеспечит необходимую прочность лонжеронов.

## РАСЧЕТ РАМ НА КРУЧЕНИЕ

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВНУТРЕННИХ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ

К внутренним силовым факторам относятся крутящие и изгибающие моменты, перерезывающие силы и бимоменты, действующие в сечениях стержней рамы.

Определение внутренних силовых факторов при кручении рамы производится по формулам (197)—(206). Если при расчете задан угол закручивания рамы, то внутренние силовые факторы (крутящие моменты и перерезывающие силы) вычисляются по формулам (197), (198) и (199). В дальнейшем произведем расчет при угле закручивания рамы  $\alpha$ , равном  $1^\circ$ . Результаты такого расчета легко использовать и при других углах закручивания рамы, для чего достаточно окончательные результаты расчета умножить на действительный угол закручивания рамы.

**Пример 1.** Определение внутренних силовых факторов при кручении рамы автомобиля ЗИЛ-150.

Расчет начинаем с определения неизвестных внутренних силовых факторов  $M_{i,i}, M_{i,i+1}, Q_i$  (табл. 40).

Таблица 40

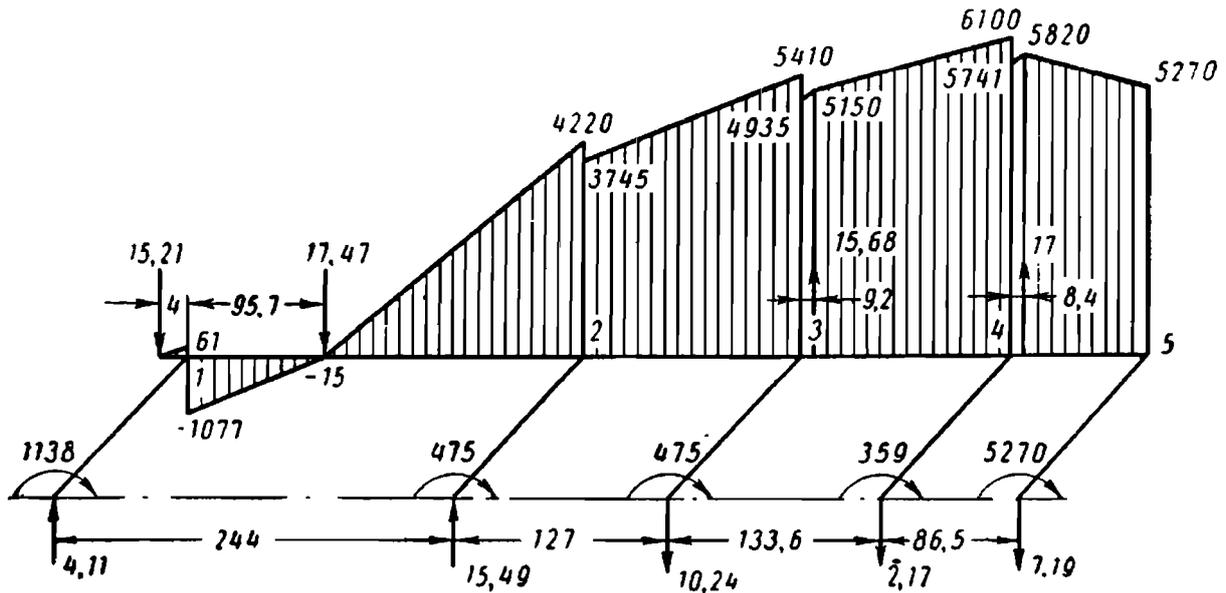
**Внутренние силовые факторы при кручении рамы автомобиля ЗИЛ-150**

Параметры	Участки лонжерона				Поперечины				
	1-2	2-3	3-4	4-5	1	2	3	4	5
Приведенный момент инерции $J$ в $см^4$ . . . . .	5,1	24,3	11,6	8,9	32,6	13,6	13,6	10,3	151
Крутящий момент в $кгсм$ . . . . .	178	848	405	311	-1138	-475	-175	-359	-5270
Перерезывающая сила $Q_i$ в $кг$	—	—	—	—	4,11	15,49	-10,24	-2,17	-7,19

При расчетах приняты экспериментальные значения для приведенного момента инерции поперечин 1 и 5.

Построим эпюры изгибающих моментов, действующих на лонжерон рамы.

На фиг. 74 схематически показана половина рамы автомобиля ЗИЛ-150. На схеме изображены внутренние силовые факторы (моменты в кгсм и силы в кг) в сечениях поперечин с учетом их знаков.



Фиг. 74. Построение эпюры изгибающих моментов (в кгсм) для лонжерона рамы автомобиля ЗИЛ-150 (длины участков лонжерона даны в см).

На схеме также изображены реакции рессорных кронштейнов. Эти реакции определяются следующим образом. Вычисляем момент, необходимый для закручивания рамы на  $1^\circ$ :

$$M = \frac{GJ_{\rho^2}}{L} = \frac{800\,000 \cdot 81 \cdot \frac{\pi}{180}}{400} = 2827 \text{ кгсм.}$$

Определяем реакции рессор:

$$R = \frac{M}{2b_1} = \frac{2827}{86,5} = 32,68 \text{ кг,}$$

где  $2b_1$  — среднее расстояние между рессорами передней и задней подвесок; приближенно его можно принять равным ширине рамы.

Затем реакцию распределяем по кронштейнам рессор в соответствии с плечами рессор

$$R'_1 = \frac{32,68 \cdot 46,4}{99,7} = 15,21 \text{ кг;}$$

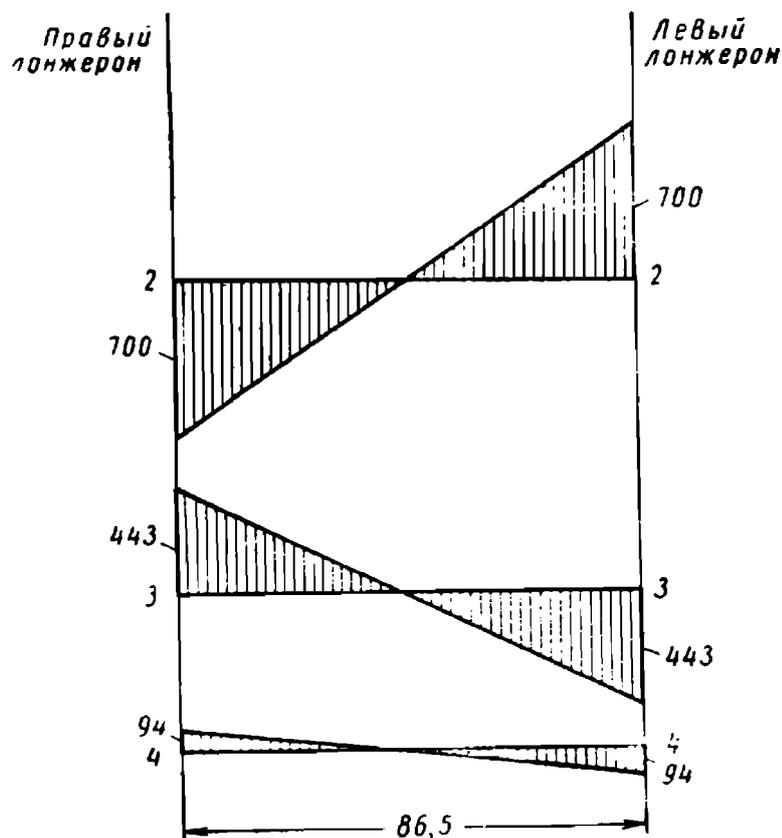
$$R''_1 = 32,68 - 15,21 = 17,47 \text{ кг;}$$

$$R'_2 = \frac{32,68 \cdot 63,7}{132,8} = 15,68 \text{ кг;}$$

$$R''_2 = 32,68 - 15,68 = 17,00 \text{ кг.}$$

Изгиб лонжерона вызывается реакциями рессор, перерезывающими силами, которые переносятся с поперечин на лонжерон, а также моментами, являющимися для поперечин крутящими, а для лонжеронов изгибающими.

Для построения эпюры изгибающих моментов используют зависимость (238), при этом, естественно, учитывают дополнительные сосредоточенные моменты, передаваемые на лонжерон поперечинами.



Фиг. 75. Эпюры изгибающих моментов (в кгсм) на поперечинах рамы автомобиля ЗИЛ-150.

Эпюра изгибающих моментов (фиг. 74) построена на растянутом волокне. Эпюру изгибающих моментов для поперечин строят по величине перерезывающей силы  $Q_i$ . Наибольшее значение изгибающего момента получается вблизи узла. Величина этого момента равна произведению  $Q_i b$ . Эпюры для всех поперечин, кроме поперечин 1 и 5 (фиг. 75), для которых расчет не производился, построены на растянутом волокне.

Для завершения этой части расчета необходимо еще построить эпюры бимоментов.

Эпюры бимоментов (фиг. 76) рассчитываются по формулам (143)—(163); при этом для передней части лонжерона, состоящей из ряда участков с различными сечениями, целесообразно использовать ранее полученные соотношения (228). С помощью этих

соотношений получаем следующие значения бимоментов в нескольких точках участка 1—2 лонжерона:

$$B_1 = 38,4 \cdot 178 = 6830 \text{ кгсм}^2;$$

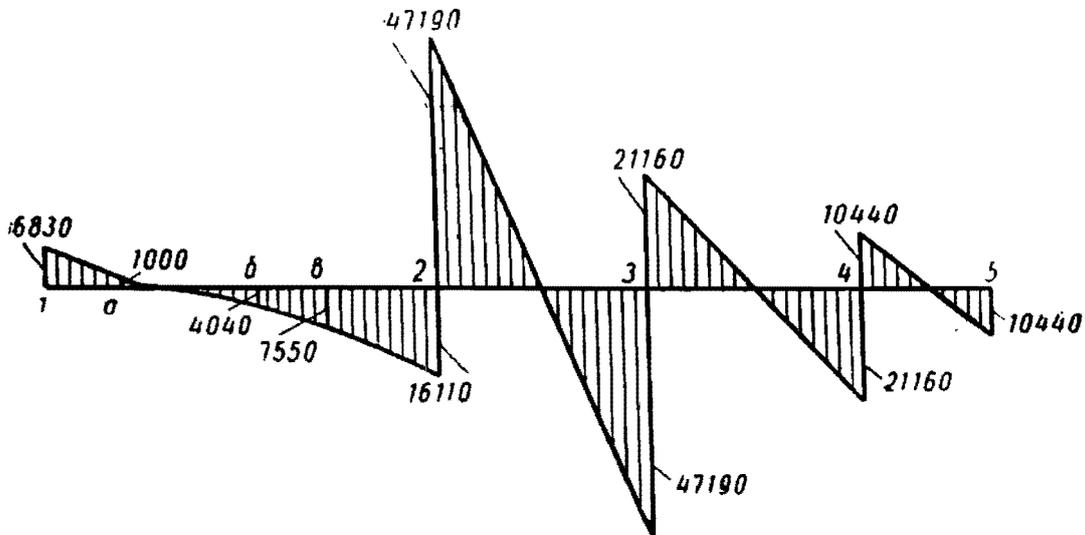
$$B_a = 5,6 \cdot 178 = 1000 \text{ кгсм}^2;$$

$$B_b = -22,7 \cdot 178 = -4040 \text{ кгсм}^2;$$

$$B_c = -42,4 \cdot 178 = -7550 \text{ кгсм}^2;$$

$$B_2 = -90,5 \cdot 178 = -16110 \text{ кгсм}^2.$$

На участке 2—3 лонжерона бимомент вычисляется по формулам (149):



Фиг. 76. Эпюра бимоментов (в кгсм<sup>2</sup>) для лонжерона рамы автомобиля ЗИЛ-150.

$$B_{2,3} = \frac{848 \cdot 127}{1,32 \operatorname{ch} 0,66} \operatorname{sh} \frac{1,32}{127} z = 66\,560 \operatorname{sh} 0,0104z;$$

на участке 3—4 лонжерона

$$B_{3,4} = \frac{405 \cdot 133,6}{1,88 \operatorname{ch} 0,94} \operatorname{sh} \frac{1,88}{133,6} z = 19\,510 \operatorname{sh} 0,0141z;$$

на участке 4—5 лонжерона

$$B_{4,5} = \frac{311 \cdot 86,5}{1,91 \operatorname{ch} 0,955} \operatorname{sh} \frac{1,91}{86,5} z = 9450 \operatorname{sh} 0,0221z.$$

Аналогично вычисляются бимоменты для поперечин (поперечины 1 и 5 не рассчитывались):

для поперечины 2

$$B_2 = \frac{-475 \cdot 86,5}{1,55 \operatorname{ch} 0,775} \operatorname{sh} \frac{1,55}{86,5} z = -20\,160 \operatorname{sh} 0,0179z;$$

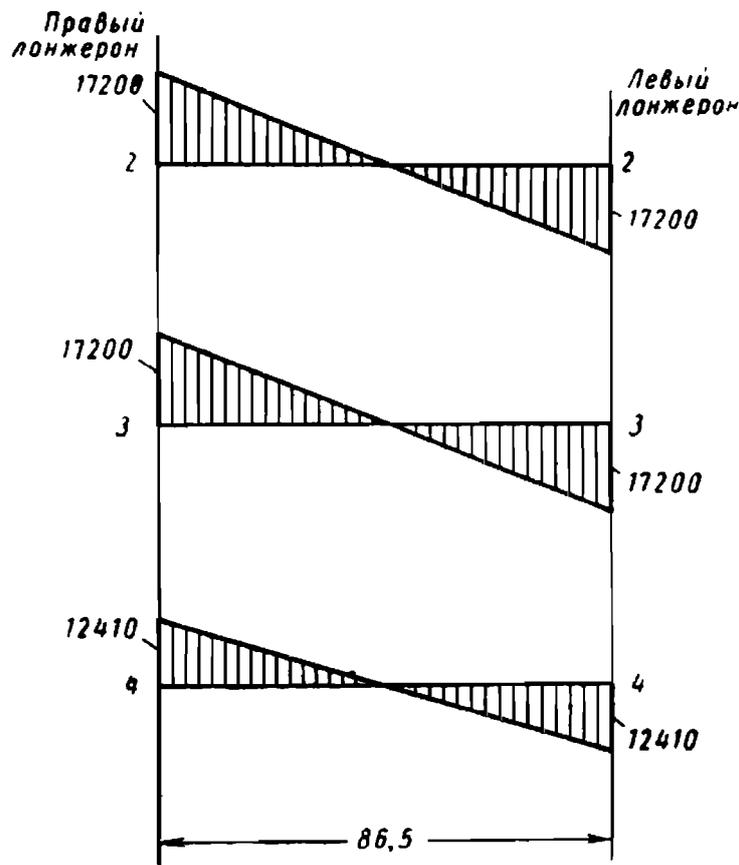
для поперечины 3

$$B_3 = \frac{-475 \cdot 86,5}{1,55 \operatorname{ch} 0,775} \operatorname{sh} \frac{1,55}{86,5} z = -20\,160 \operatorname{sh} 0,0179z;$$

для поперечины 4

$$B_4 = \frac{-359 \cdot 86,5}{1,78 \operatorname{ch} 0,89} \operatorname{sh} \frac{1,78}{86,5} z = -12\,260 \operatorname{sh} 0,0206z.$$

Эпюры бимоментов для поперечин показаны на фиг. 77. В соответствии с направлением координатных осей бимомент будет отрицательным на левом конце поперечин и положительным — на правом.



Фиг. 77. Эпюры бимоментов (в кгсм<sup>2</sup>) для поперечин рамы автомобиля ЗИЛ-150.

**Пример 2.** Определение внутренних силовых факторов при кручении рамы автомобиля ГАЗ-51.

Силовые факторы  $M_{l,i}$ ,  $M_{l,i+1}$ ,  $Q_i$  приведены в табл. 41 (поперечина 2 не учитывается).

Для поперечин 3, 4, 6 приняты экспериментальные значения приведенных моментов инерции.

На схеме половины рамы автомобиля ГАЗ-51 (фиг. 78) показаны силы (в кг) и моменты (в кгсм), которые требуются для расчета эпюры изгибающих моментов (табл. 41).

Реакции рессор вычисляют следующим образом. Определяем момент, необходимый для закручивания рамы на  $1^\circ$ :

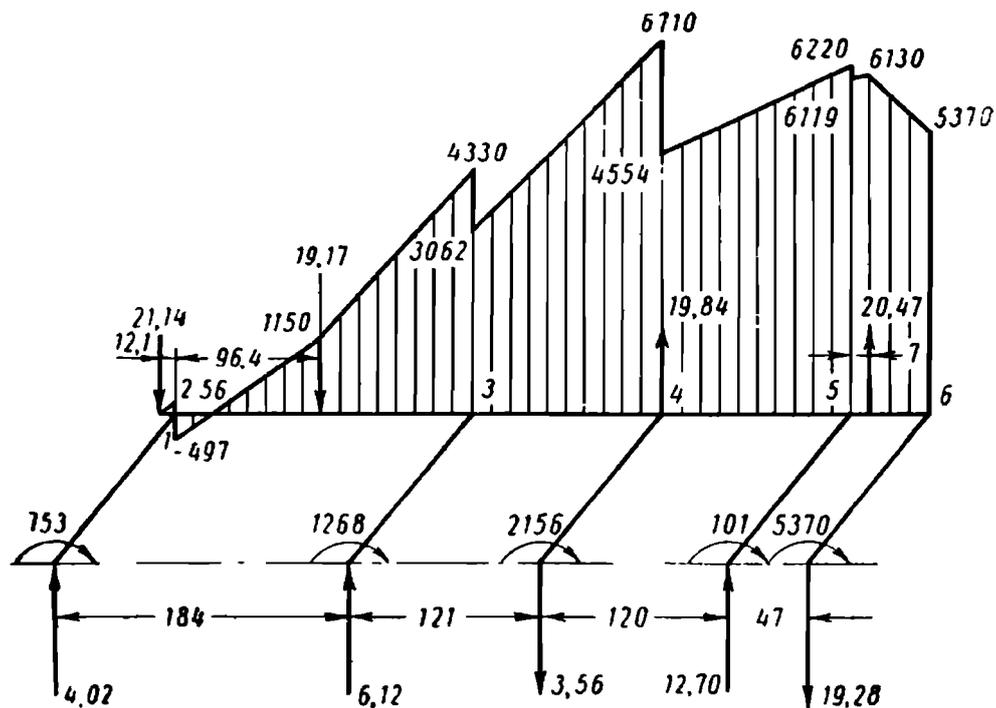
$$M = \frac{GJ_{pa}}{L} = \frac{800\,000 \cdot 82 \cdot \frac{\pi}{180}}{330} = 3467 \text{ кгсм.}$$

## Внутренние силовые факторы при кручении рамы автомобиля ГАЗ-51

Параметры	Участки лонжерона				Поперечины				
	1-3	3-4	4-5	5-6	1	3	4	5	6
Приведенный момент инерции $J$ в $см^4$	4,1	10,3	6,7	19,6	17,8	30	51	2,4	127
Крутящий момент в $кгсм$	173	436	283	829	-753	-1268	-2156	-101	-5370
Перерезывающая сила $Q_i$ в $кг$	—	—	—	—	4,02	6,12	-3,56	+12,70	-19,28

Определяем реакцию рессор:

$$R = \frac{M}{2b} = \frac{3467}{86} = 40,31 \text{ кг.}$$



Фиг. 78. Построение эпюры изгибающих моментов (в  $кгсм$ ) для лонжерона рамы автомобиля ГАЗ-51 (длины участков даны в  $см$ ).

Распределяем величину реакции по рессорным кронштейнам в соответствии с плечами рессор:

$$R'_1 = \frac{40,31 \cdot 56,9}{108,5} = 21,14 \text{ кг;}$$

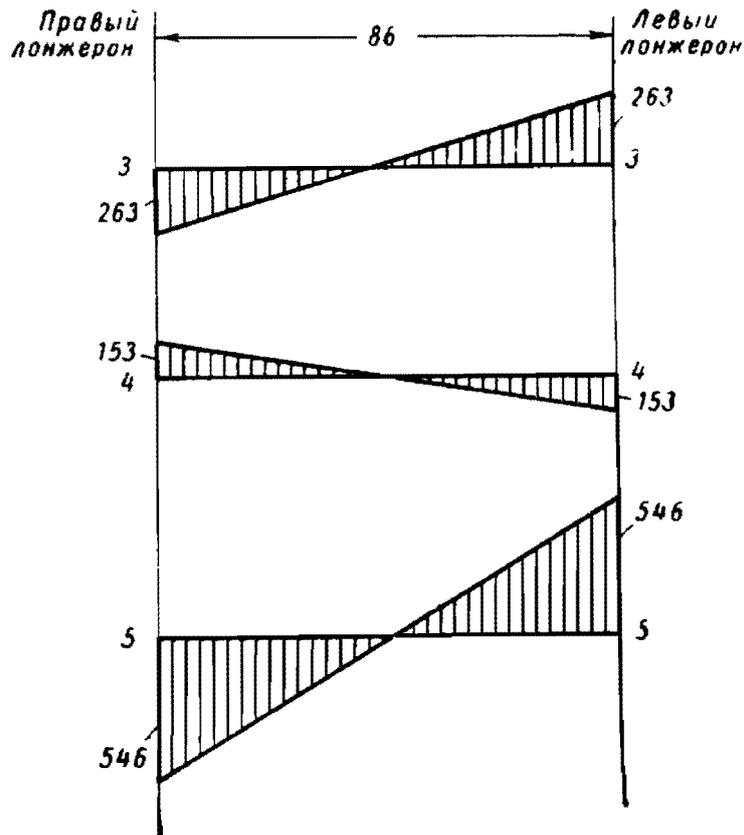
$$R''_1 = 40,31 - 21,14 = 19,17 \text{ кг;}$$

$$R'_2 = \frac{40,31 \cdot 62,5}{127} = 19,84 \text{ кг;}$$

$$R''_2 = 40,31 - 19,84 = 20,47 \text{ кг.}$$

Эпюра изгибающих моментов (фиг. 78) построена на растянутом волокне.

По величинам перерезывающих сил  $Q_i$  строим эпюры изгибающих моментов на поперечинах (фиг. 79). Эти эпюры также построены на растянутом волокне.



Фиг 79. Эпюры изгибающих моментов (в кгсм) на поперечинах рамы автомобиля ГАЗ-51.

Переходим к построению эпюр бимоментов. На участке 1—3 лонжерона используем ранее полученные зависимости (230):

$$B_1 = 41,9 \cdot 173 = 7250 \text{ кгсм}^2;$$

$$B_a = 18,0 \cdot 173 = 3110 \text{ кгсм}^2;$$

$$B_6 = -19,5 \cdot 173 = -3370 \text{ кгсм}^2;$$

$$B_3 = -65,7 \cdot 173 = -11370 \text{ кгсм}^2.$$

На участке 3—4 лонжерона бимомент вычисляется по формуле (149):

$$B_{3,4} = \frac{436 \cdot 121}{1870 \operatorname{ch} 0,85} \operatorname{sh} \frac{1,70}{121} z = 22430 \operatorname{sh} 0,0140z;$$

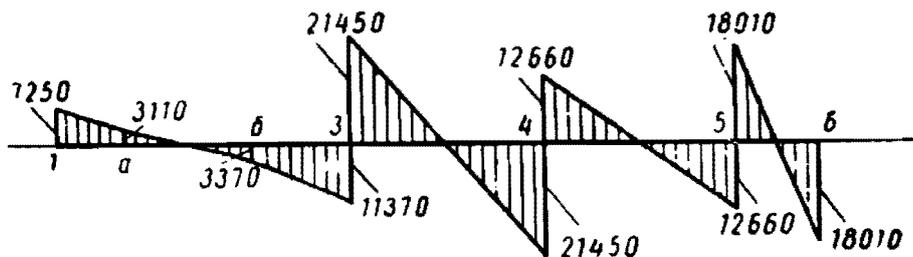
на участке 4—5 лонжерона

$$B_{4,5} = \frac{283 \cdot 120}{2,09 \operatorname{ch} 1,045} \operatorname{sh} \frac{2,09}{120} z = 10210 \operatorname{sh} 0,0174z;$$

на участке 5—6 лонжерона

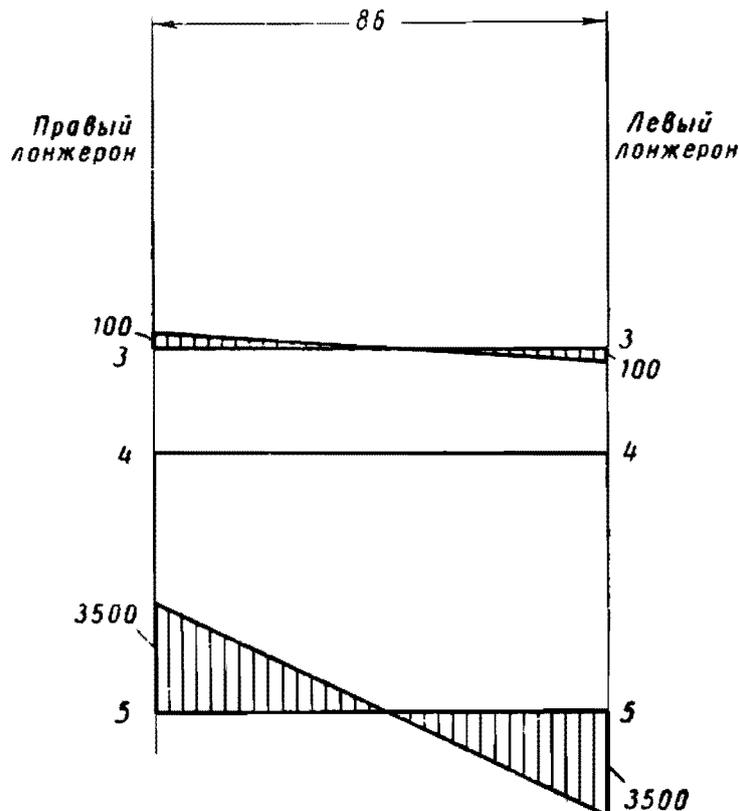
$$B_{5,6} = \frac{829 \cdot 47}{1,0 \operatorname{ch} 0,50} \operatorname{sh} \frac{1,0}{27} z = 34\,550 \operatorname{sh} 0,0214z.$$

Эпюра бимоментов для лонжерона показана на фиг. 80.



Фиг. 80. Эпюра бимоментов (в кгсм<sup>2</sup>) в лонжероне рамы автомобиля ГАЗ-51.

Аналогично вычисляются бимоменты для поперечин (поперечины 1, 2 и 6 не рассчитывались). Для поперечины 3 применяем формулу (170)



Фиг. 81. Эпюры бимоментов (в кгсм<sup>2</sup>) на поперечинах рамы автомобиля ГАЗ-51.

для стержня закрытого профиля:

$$B_3 = \frac{-0,0258 \cdot 1268 \cdot 86}{28,2 \operatorname{ch} 14,1} \operatorname{sh} \frac{28,2}{86} z = -0,000147 \operatorname{sh} 0,328z;$$

для поперечины 4 аналогично:

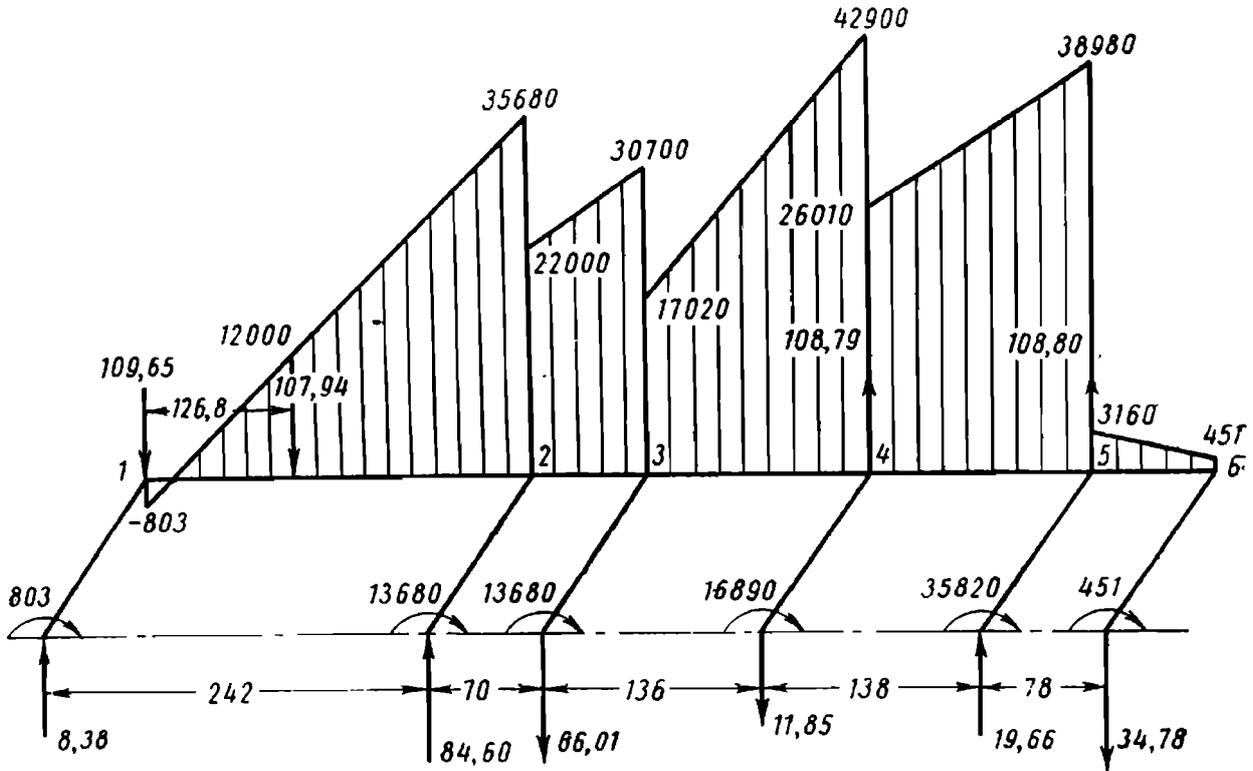
$$B_4 = \frac{-0,00115 \cdot 2156 \cdot 86}{79 \operatorname{ch} 39,5} \operatorname{sh} \frac{79}{86} z = -1,90 \cdot 10^{-17} \operatorname{sh} 0,918z;$$

для поперечины 5 по формуле (149):

$$B_5 = \frac{-101 \cdot 86}{1,80 \operatorname{ch} 0,90} \operatorname{sh} \frac{1,80}{86} z = -3410 \operatorname{sh} 0,0209z.$$

Эпюры бимоментов для поперечин показаны на фиг. 81.

**Пример 3.** Определение внутренних силовых факторов при кручении рамы автомобиля МАЗ-200.



Фиг. 82. Построение эпюры изгибающих моментов (в кгсм) для лонжерона рамы автомобиля МАЗ-200 (длины участков даны в см).

На схеме половины рамы автомобиля МАЗ-200 (фиг. 82) показаны силы (в кг) и моменты (в кгсм), которые требуются для расчета эпюры изгибающих моментов (табл. 42).

Таблица 42

**Определение внутренних силовых факторов при кручении рамы автомобиля МАЗ-200**

Параметры	Участки лонжеронов					Поперечины					
	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6	1	2	3	4	5	6
Приведенный момент инерции $J$ в $\text{см}^4$	11,8	131	38,0	21,3	49,0	26	443	443	547	1160	14,6
Крутящий момент в кгсм	364	4045	1173	658	1513	-803	-13 680	-13 680	-16 890	-32 820	-451
Перерезывающая сила $Q_i$ в кг	—	—	—	—	—	8,38	84,60	-66,01	-11,85	19,66	-34,78

Реакции рессор определяются следующим образом. Вычисляем момент, необходимый для закручивания рамы на  $1^\circ$ :

$$M = \frac{GJ_p \alpha}{L} = \frac{800\,000 \cdot 613 \cdot \frac{\pi}{180}}{452} = 18\,930 \text{ кгсм.}$$

Определяем величину реакции рессор:

$$R = \frac{M}{2b} = \frac{18\,930}{87} = 217,59 \text{ кг.}$$

Распределяем величину реакции по кронштейнам рессор в соответствии с плечами рессор:

$$R'_1 = \frac{217,59 \cdot 63,8}{126,6} = 109,65 \text{ кг;}$$

$$R''_1 = 217,59 - 109,65 = 107,94 \text{ кг;}$$

$$R'_2 = \frac{217,59 \cdot 69}{138} = 108,79 \text{ кг;}$$

$$R''_2 = 217,59 - 108,79 = 108,80 \text{ кг.}$$

Эпюра изгибающих моментов (фиг. 82) построена на растянутом волокне

По величинам перерезывающих сил  $Q_1$  строим эпюры изгибающих моментов на поперечинах (фиг. 83). Эти эпюры также построены на растянутом волокне.

Построим эпюры бимоментов. На участке лонжерона 1—2 используем ранее полученные зависимости (231):

$$B_1 = 38,9 \cdot 364 = 14\,160 \text{ кгсм}^2;$$

$$B_a = 8,18 \cdot 364 = 2980 \text{ кгсм}^2;$$

$$B_6 = -7,18 \cdot 364 = -2610 \text{ кгсм}^2;$$

$$B_8 = -17,2 \cdot 364 = -6260 \text{ кгсм}^2;$$

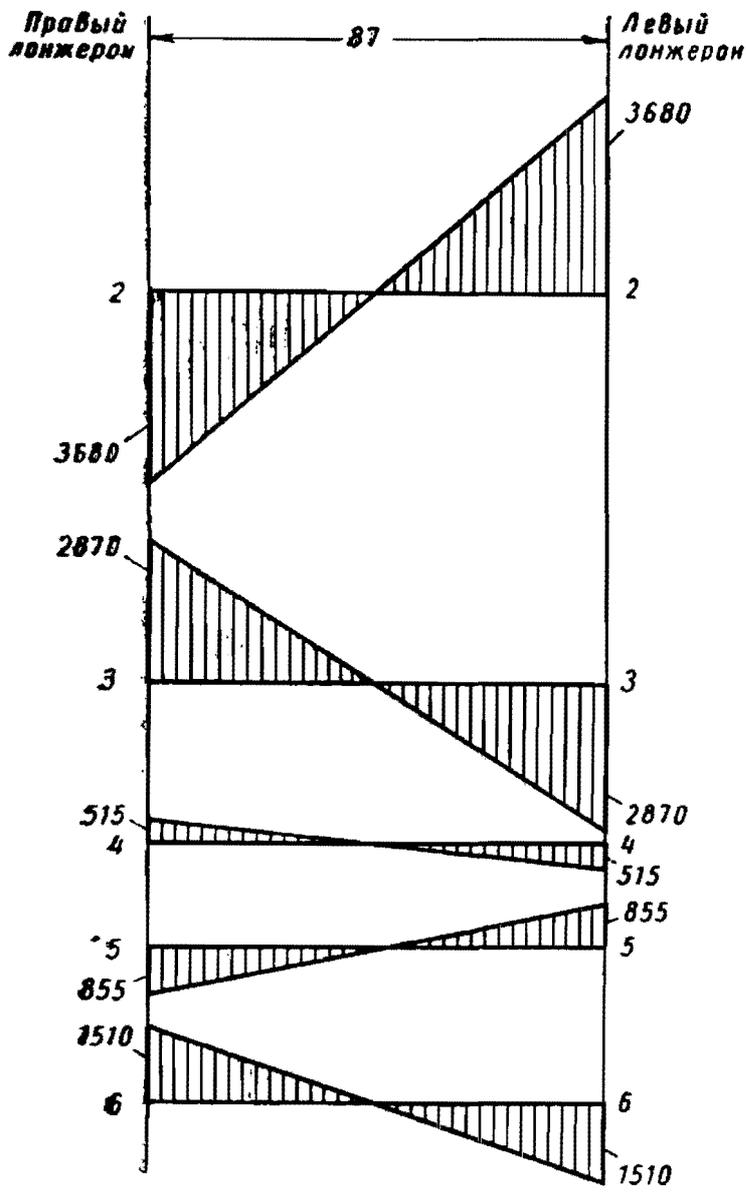
$$B_2 = -74,4 \cdot 364 = -27\,080 \text{ кгсм}^2.$$

На участке 2—3 лонжерона бимомент вычисляется по формуле (149):

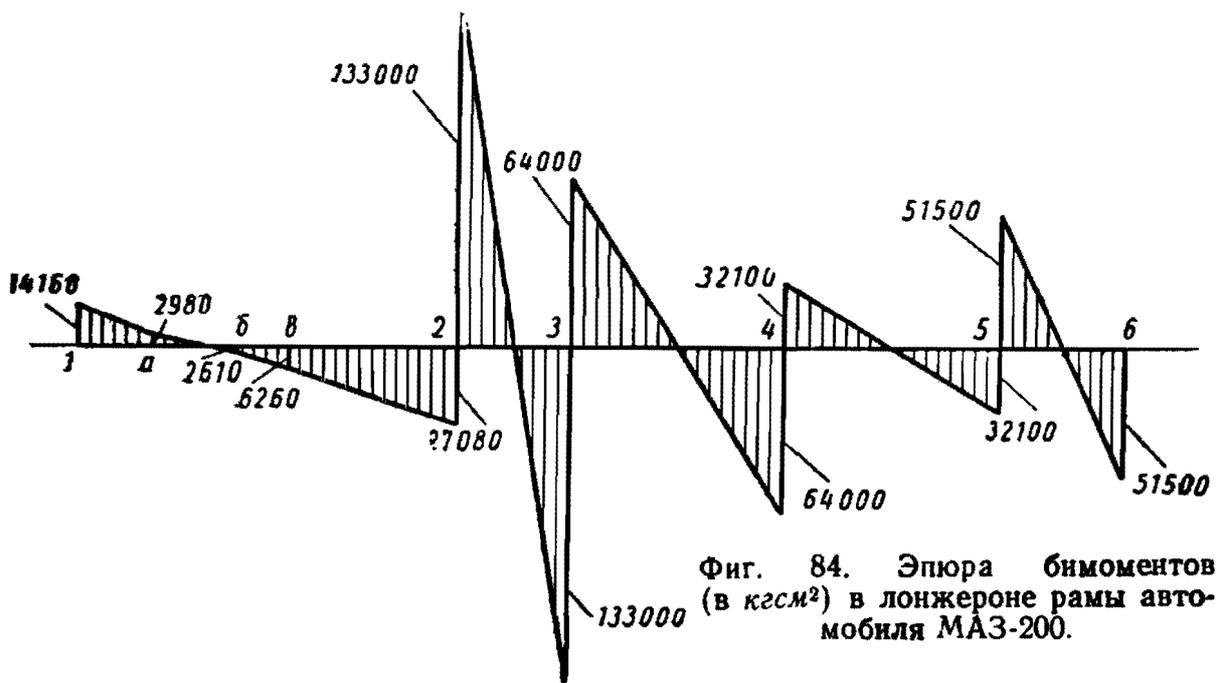
$$B_{2,3} = \frac{4045 \cdot 70}{0,87 \operatorname{ch} 0,435} \operatorname{sh} \frac{0,87}{70} z = 297\,000 \operatorname{sh} 0,0124z;$$

на участке 3—4 лонжерона

$$B_{3,4} = \frac{1173 \cdot 136}{1,76 \operatorname{ch} 0,88} \operatorname{sh} \frac{1,76}{136} z = 64\,160 \operatorname{sh} 0,0129z;$$



Фиг. 83. Эпюры изгибающих моментов (в кгсм) на поперечных рамах автомобиля МАЗ-200.



Фиг. 84. Эпюра бимоментов (в кгсм<sup>2</sup>) в лонжероне рамы автомобиля МАЗ-200.

на участке 4—5 лонжерона

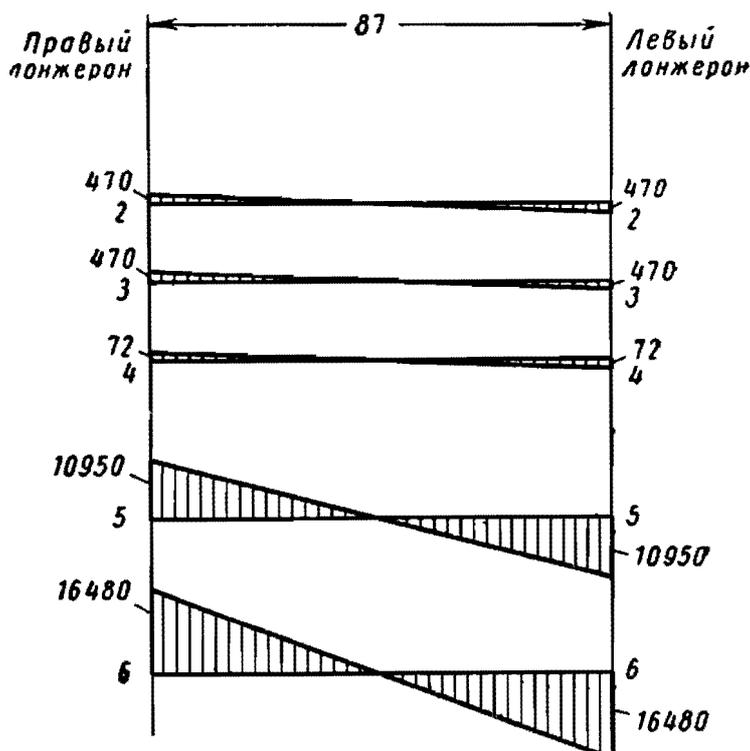
$$B_{4,5} = \frac{658 \cdot 138}{2,32 \operatorname{ch} 1,16} \operatorname{sh} \frac{2,32}{138} z = 22\,340 \operatorname{sh} 0,0168z;$$

на участке 5—6 лонжерона

$$B_{5,6} = \frac{1513 \cdot 78}{1,34 \operatorname{ch} 0,67} \operatorname{sh} \frac{1,34}{78} z = 71\,430 \operatorname{sh} 0,0172z.$$

Эпюра бимоментов для лонжерона показана на фиг. 84.

Аналогично вычисляются бимоменты для поперечин (поперечина 1 не рассчитывалась).



Фиг. 85. Эпюры бимоментов (в кгсм<sup>2</sup>) на поперечинах рамы МАЗ-200.

Для поперечины 2 применяем формулу (170) для стержней закрытого профиля:

$$B_2 = \frac{-0,0098 \cdot 13\,680 \cdot 87}{24,8 \operatorname{ch} 12,4} \operatorname{sh} \frac{24,8}{87} z = -0,00388 \operatorname{sh} 0,285z;$$

для поперечины 3 аналогично

$$B_3 = \frac{-0,0098 \cdot 13\,680 \cdot 87}{24,8 \operatorname{ch} 12,4} \operatorname{sh} \frac{24,8}{87} z = -0,00388 \operatorname{sh} 0,285z;$$

для поперечины 4

$$B_4 = \frac{-0,00095 \cdot 16\,890 \cdot 87}{19,2 \operatorname{ch} 9,6} \operatorname{sh} \frac{19,2}{87} z = -0,0098 \operatorname{sh} 0,220z;$$

для поперечины 5

$$B_5 = \frac{-0,0506 \cdot 35\,820 \cdot 87}{14,4 \operatorname{ch} 7,2} \operatorname{sh} \frac{14,4}{87} z = -16,35 \operatorname{sh} 0,166z;$$

для поперечины  $b$  применяем формулу (149):

$$B_8 = \frac{-451 \cdot 87}{1,54 \operatorname{ch} 0,77} \operatorname{sh} \frac{1,54}{87} z = -19430 \operatorname{sh} 0,0177z.$$

Эпюры бимоментов для поперечин показаны на фиг. 85.

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ КРУЧЕНИИ РАМЫ

В общем случае сложного сопротивления тонкостенного стержня нормальные напряжения в отдельных точках сечения определяются по так называемой четырехчленной формуле:

$$\sigma = -\frac{M_y}{J_y} x + \frac{M_x}{J_x} y + \frac{B}{J_\omega} \omega + \frac{N}{F}. \quad (246)$$

В этой формуле первое и второе слагаемые выражают нормальные напряжения от изгибающих моментов  $M_y$  и  $M_x$ , третье — нормальные напряжения стесненного кручения от бимомента  $B$ , четвертое — от продольной силы  $N$ . Формула (246) образована сложением формул (39) с первой формулой (94), а также прибавлением дополнительного члена, который не рассматривался выше и характеризует нормальные напряжения от продольной силы  $N$ .

В данном случае при расчете рамы на кручение, в соответствии с действующими внутренними силовыми факторами, формула (246) приобретает более простой вид:

$$\sigma = \frac{M_x}{J_x} y + \frac{B}{J_\omega} \omega. \quad (247)$$

Таким образом, при определении нормальных напряжений в стержнях рамы необходимо определить нормальные напряжения от изгибающего момента (первое слагаемое формулы) и от бимомента (второе слагаемое формулы), а затем их сложить. Наиболее важными при расчетах являются максимальные значения нормальных напряжений. Применяемые в рамах профили обычно имеют наибольшие нормальные напряжения в угловых точках сечений. В связи с этим, используя понятие о моментах сопротивления, можно переписать формулу (247) в следующем виде:

$$\sigma = \frac{M_x}{W_x} + \frac{B}{W_\omega}, \quad (248)$$

где  $W_x$  — момент сопротивления сечения при изгибе;

$W_\omega$  — секториальный момент сопротивления.

С помощью данной формулы определяются нормальные напряжения во всех угловых точках сечения. Если сечение имеет ось симметрии, то в симметрично расположенных точках сечения напряжения имеют одинаковую величину и противоположные знаки. Например, для швеллера можно ограничиться определе-

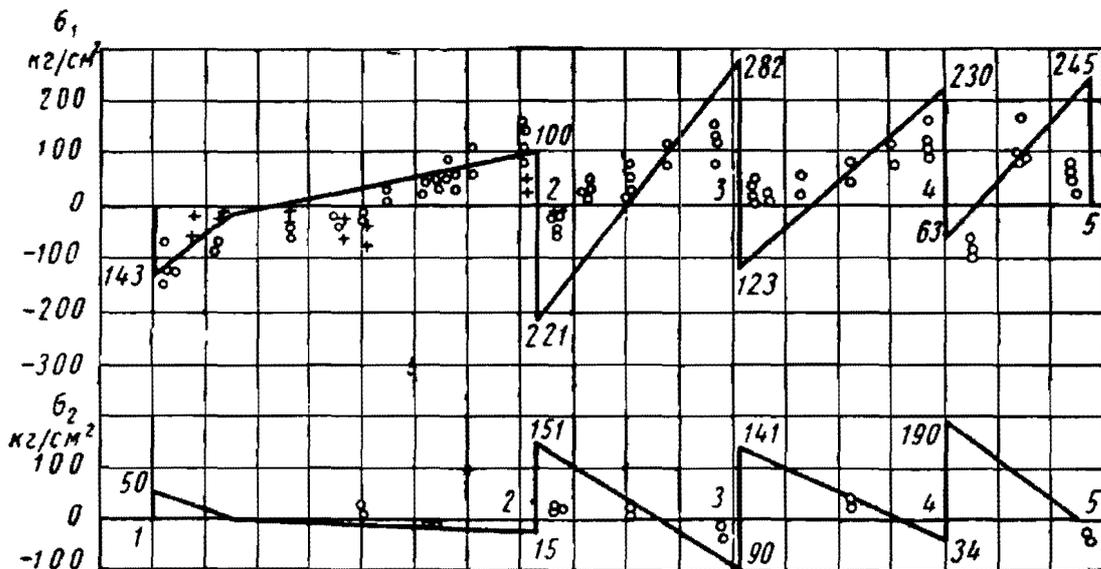
нием нормальных напряжений только в двух точках сечения: у края полки и у стенки. Расчет производится по следующим формулам:  
у края полки

$$\sigma_1 = -\sigma_4 = \frac{M_x}{W_x} + \frac{B}{W_{\omega 1}}, \quad (249)$$

у стенки

$$\sigma_2 = -\sigma_3 = \frac{M_x}{W_x} + \frac{B}{W_{\omega 2}}. \quad (250)$$

Аналогичные формулы получаются и для других профилей (например, закрытого прямоугольного профиля).



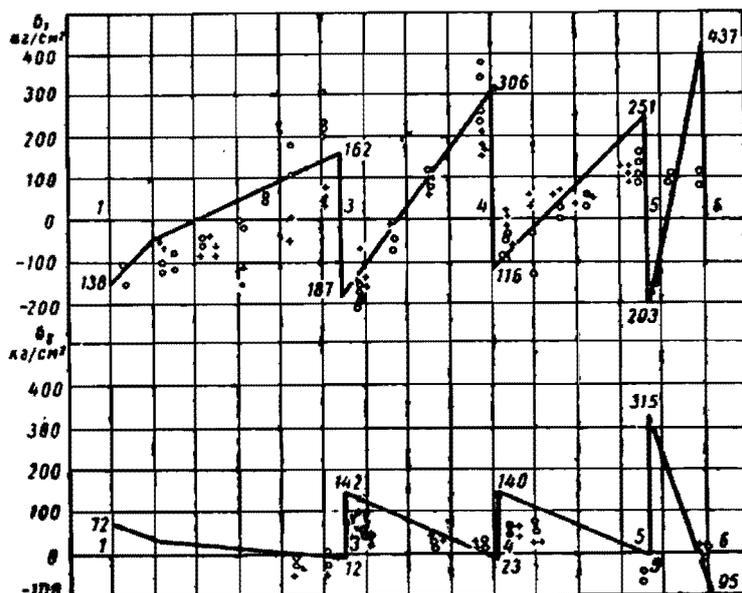
Фиг. 86. Эпюры нормальных напряжений (в кг/см<sup>2</sup>) в лонжероне рамы автомобиля ЗИЛ-150.

При расчетах по этим формулам используют полученные в предыдущем разделе эпюры изгибающего момента и бимоента. Значения моментов сопротивления  $W_x$ ,  $W_{\omega 1}$ ,  $W_{\omega 2}$  берут из табл. 17—19.

На фиг. 86—88 показаны эпюры нормальных напряжений в лонжеронах при кручении рам автомобилей ЗИЛ-150, ГАЗ-51 и МАЗ-200. На верхней части графиков показаны нормальные напряжения  $\sigma_1$  у края полки лонжерона, а на нижней части графиков — напряжения  $\sigma_2$  у стенки лонжерона. На фиг. 89 показаны аналогичные эпюры для поперечин.

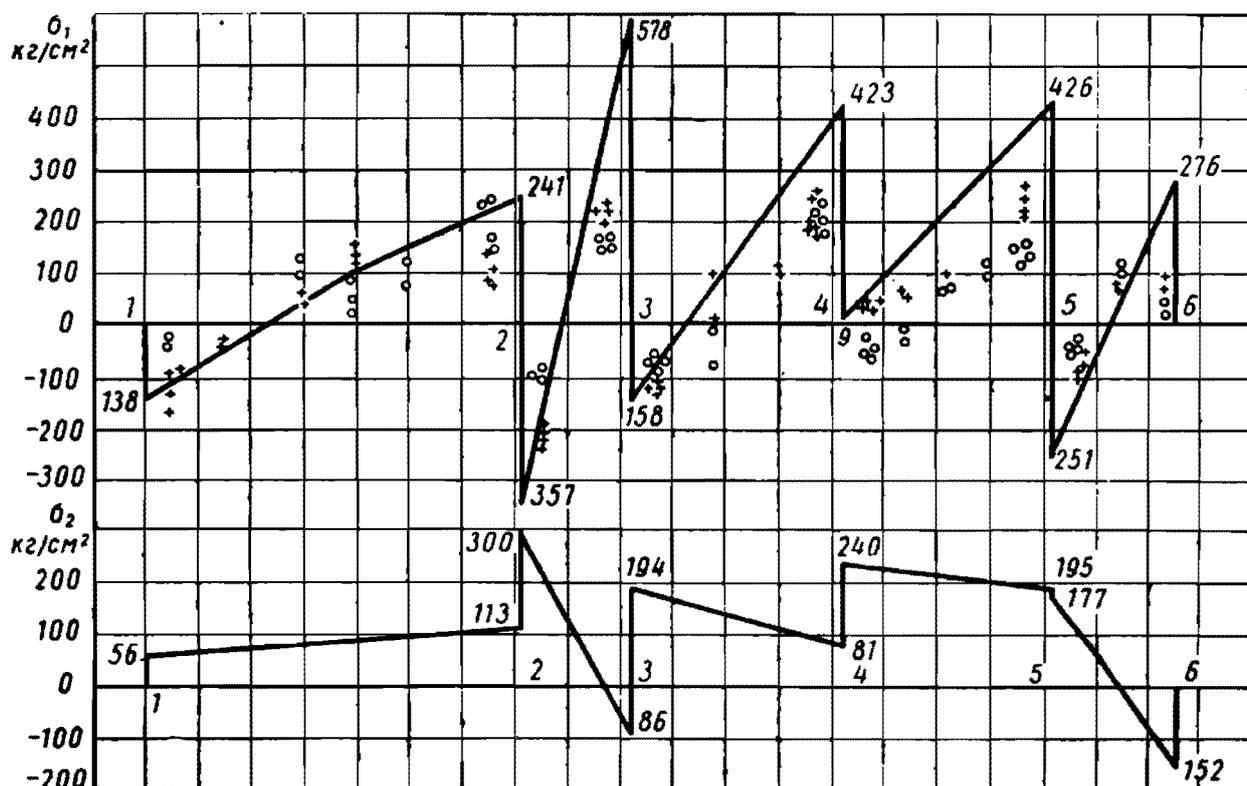
Для сравнения на эпюры нанесены также экспериментальные значения напряжений (крестами — в нижней полке; кружками — в верхней полке). Результаты экспериментального определения напряжений при кручении рам взяты из сводных таблиц

(фиг. 90—92 и табл. 43—45). Для упрощения часть датчиков не показана.



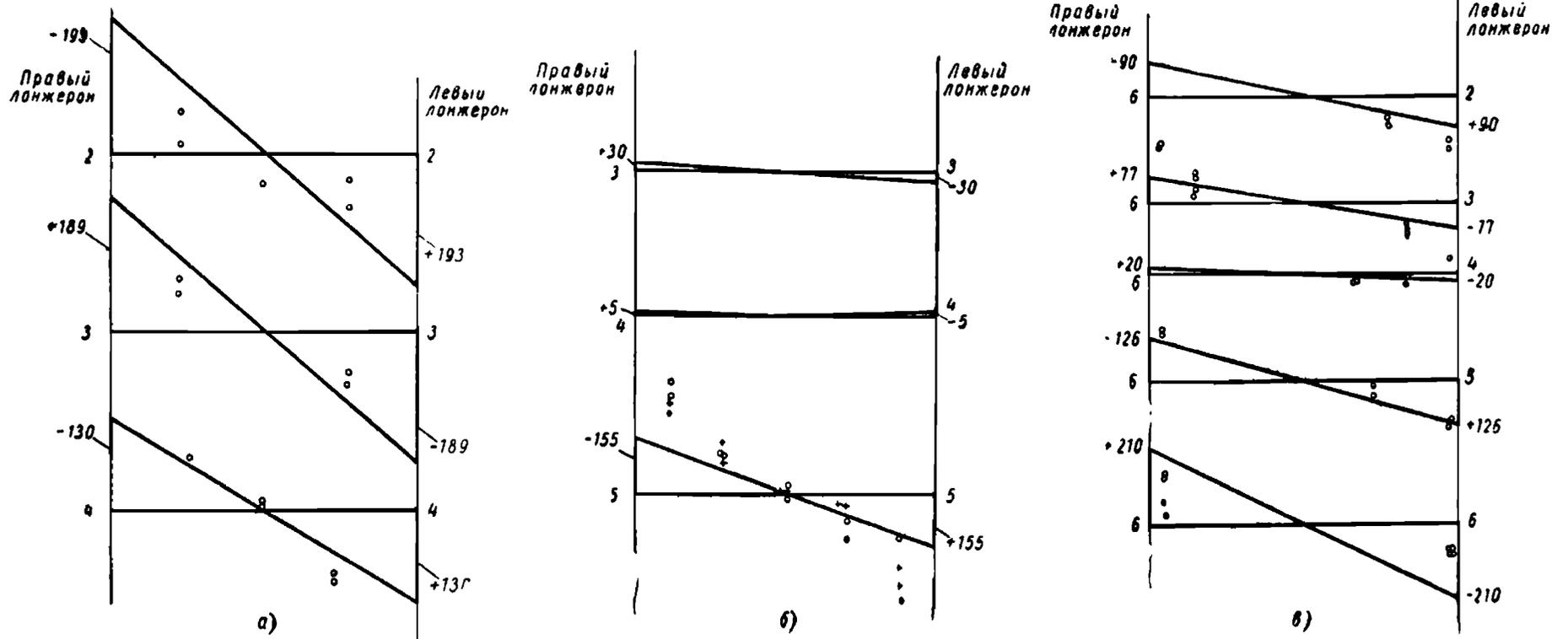
Фиг. 87. Эпюры нормальных напряжений (в  $\text{кг/см}^2$ ) в лонжероне рамы автомобиля ГАЗ-51.

Так как рама автомобиля ЗИЛ-150 испытывалась при угле закручивания  $\alpha=12^\circ$ , а рамы автомобилей ГАЗ-51 и МАЗ-200 —

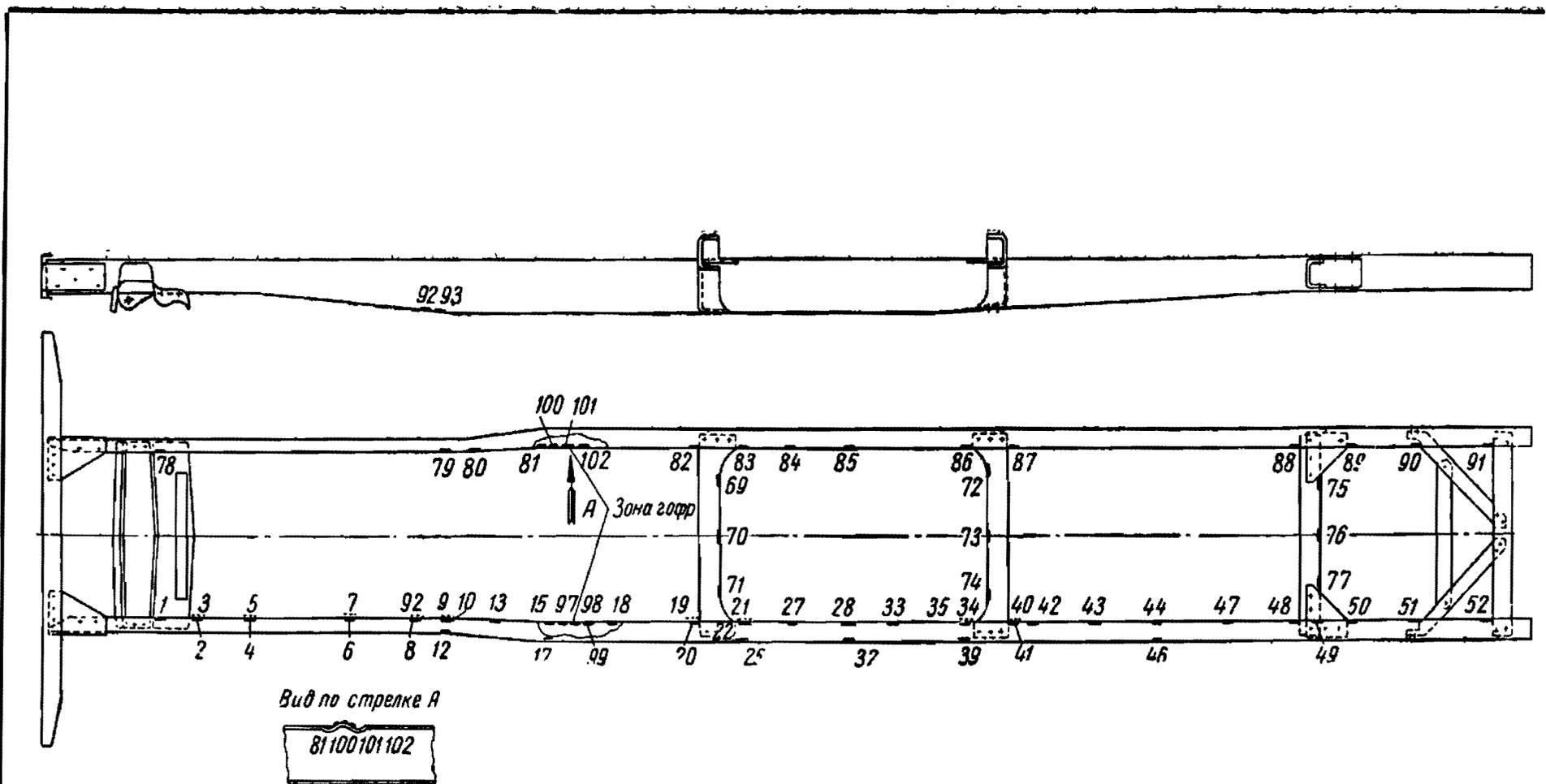


Фиг. 88. Эпюры нормальных напряжений (в  $\text{кг/см}^2$ ) в лонжероне рамы автомобиля МАЗ-200.

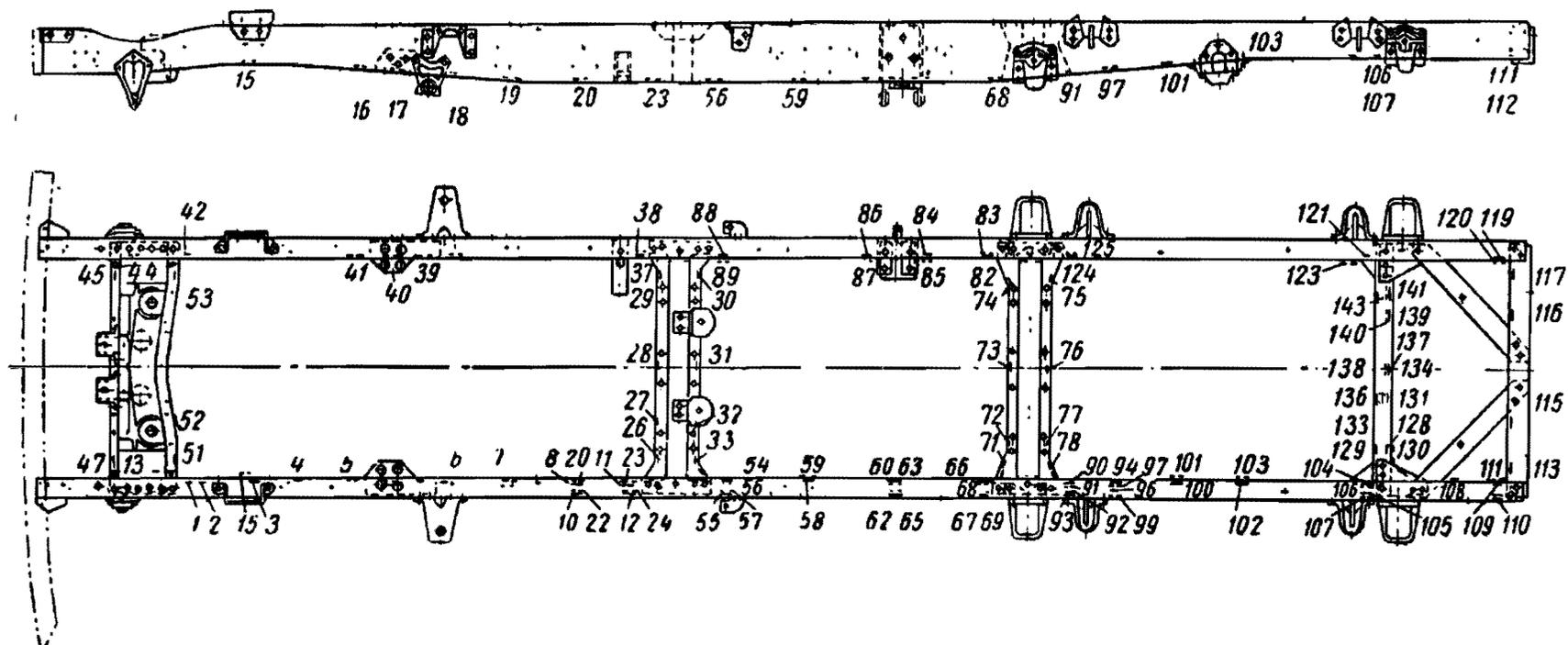
при угле  $\alpha=10^\circ$ , то при нанесении на эпюры экспериментальных точек величины напряжений были пересчитаны на  $1^\circ$  угла закручивания рамы.



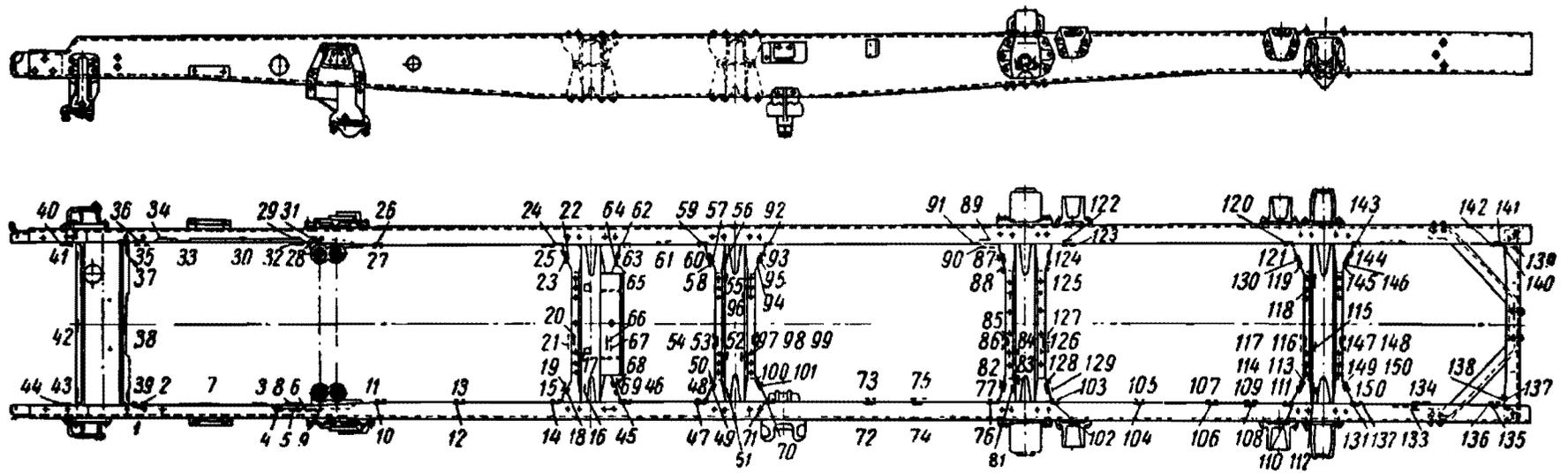
Фиг. 89. Эпюры нормальных напряжений (в  $\text{кг}/\text{см}^2$ ) в поперечинах рам автомобилей:  
 а — ЗИЛ-150; б — ГАЗ-51; в — МАЗ-200.



Фиг. 90. Схема наклейки датчиков при стендовых испытаниях на кручение рамы автомобиля ЗИЛ-150 ( $\alpha = 12^\circ$ ).



Фиг. 91. Схема наклейки датчиков при стендовых испытаниях на кручение рамы автомобиля ГАЗ-51 ( $\alpha = 10^\circ$ ).



Фиг. 92. Схема наклейки датчиков при стендовых испытаниях на кручение рамы автомобиля МАЗ-200 ( $\alpha = 10^\circ$ ).

Таблица 43

**Напряжения в раме автомобиля ЗИЛ-150 при стендовых  
испытаниях на кручение ( $\alpha=12^\circ$ )**

№ датчика	1	3	4	5	6	7	8	9	10	12
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	-1400 +1790	-270 +790	-830 +970	-100 +260	-620 +660	+120 -560	-460 +290	+390 -940	-220 +120	+90 -70
№ датчика	13	15	17	18	19	20	21	22	25	27
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	+ 80 -340	+310 -570	0 0	+ 690 -1210	+290 -590	+1020 -1910	+ 50 -220	-210 +280	+150 -100	+230 -630
№ датчика	28	32	33	35	39	41	42	43	44	46
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	+640 -970	+120 - 60	+930 -1390	+1600 -1880	-100 +230	+260 -620	+ 60 -400	+310 -780	+ 500 -1020	+340 -520
№ датчика	47	48	49	50	51	52	69	70	71	72
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	+ 930 -1340	+1310 -1880	+ 890 -1250	- 990 +1100	+1130 -2020	+700 -900	+450 -890	0 -500	-140 +630	-640 +850
№ датчика	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	0 0	+670 -890	+1030 -1160	+140 -170	- 870 +1330	+ 910 -1490	+230 -250	-240 +380	-440 +580	-1210 +1860
№ датчика	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	+110 -730	-500 +290	-930 +990	-1220 +1690	-260 +590	-1060 +1420	+ 790 -1170	-1110 +1230	-380 +770	+350 -790
№ датчика	93	97	98	99	100	101	102			
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	+ 550 -1210	+350 -570	+ 610 -1140	+390 -730	-210 +320	-200 +200	-600 +830			

Таблица 44

**Напряжения в раме автомобиля ГАЗ-51 при стендовых  
испытаниях на кручение ( $\alpha=10^\circ$ )**

№ датчика	1	2	3	4	5	6	7	8	10	11
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	-1070 +1460	- 60 +300	-1050 +1190	- 850 +1150	-460 +530	0 0	+550 -610	+1150 -1770	-50 +90	+2130 -2130
№ датчика	12	13	15	16	17	18	19	20	22	24
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	0 +150	+140 -350	+490 -550	+450 -790	+610 -820	+1210 -1500	+ 520 -1520	0 -530	+130 -260	+100 -190
№ датчика	26	27	28	29	30	31	32	33	37	38
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	+280 -170	- 860 +1170	-1220 +0	-1420 +1500	+1750 -1600	-450 0	-1870 +1270	- 820 +1270	-3080 +2310	+510 -450

Продолжение табл. 44

№ датчика	39	40	41	42	44	45	47	51	52	53
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	-1560 +1400	-610 +660	-750 +470	+1450 -2000	-1300 +2600	-860 +2100	-2880 +2740	+710 -1910	-2280 0	-1520 +840
№ датчика	54	55	56	57	58	59	60	62	63	65
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	-2070 +1750	+480 -330	+650 -1270	-460 +420	-760 +490	0 -300	+720 -1100	+260 -180	-950 +680	-410 +410
№ датчика	66	67	68	69	71	72	73	74	75	76
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	+3390 -2540	+270 -100	-2100 +1790	-110 +150	+450 -1080	+370 -430	-220 0	-630 +650	+240 -500	-100 +100
№ датчика	77	78	82	83	84	85	86	87	88	89
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	-490 +590	-300 +690	-3710 +2620	+1540 -1770	-1200 +1170	+660 -740	-630 +520	+450 -610	+1930 -1560	-1420 +1290
№ датчика	90	91	92	93	94	96	97	99	100	101
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	-790 +920	-260 +140	-620 +530	+610 -630	-320 +1350	+710 -770	-600 +300	-500 +480	0 -330	-640 +640
№ датчика	102	103	104	105	106	107	108	109	110	111
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	+360 -500	-490 +520	+1000 -1330	+620 -790	-330 +360	-1240 +1240	+680 -1030	+850 -1080	0 +170	0 0
№ датчика	112	113	115	116	117	119	120	121	123	124
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	0 0	+290 -650	-350 +500	+350 -1350	-300 +330	-750 +720	+690 -820	-1110 +1580	+860 -1110	+290 -540
№ датчика	125	128	129	130	131	133	134	136	137	138
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	+160 -500	-1220 +3020	+490 -640	+2140 -2640	-720 +1330	+280 -360	+350 -320	-100 +120	0 +200	0 0
№ датчика	139	140	141	143	23					
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	+1080 -1110	-950 +1460	+2770 -3150	-2500 +2240	-820 +320					

Таблица 45

Напряжения в раме автомобиля МАЗ-200 при стендовых испытаниях  
на кручение ( $\alpha=10^\circ$ )

№ датчика	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	+310 +310	+1000 -1700	+580 -1190	+900 -700	+1590 -1710	+980 -1190	+360 -480	+150 -110	-390 +560	0 +830
№ датчика	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	+1290 -1250	+710 -1020	0 -160	+1450 -1500	-1010 +700	+1270 -1500	-610 +780	-540 +150	+170 -110	+750 -100

Продолжение табл. 45

№ датчика	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	+280 -380	+450 -420	+100 -120	-2300 +2300	+700 -1360	-410 +80	-950 +1530	-1150 +1530	-1540 +1340	-830 +750
№ датчика	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	+950 -80	+290 0	-230 +80	-130 +330	+390 -360	-1420 +950	-50 +100	+50 -50	+80 -80	-50 +380
№ датчика	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	+20 -20	0 +80	-230 +30	-90 +90	-1100 +900	+2100 -2220	+1450 -1550	-2220 +2140	-120 +90	+460 -640
№ датчика	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	+1440 -1630	-440 +380	+540 -410	-910 +1200	-450 +290	-1600 +1700	+280 -80	-930 +630	-1430 +1570	+1970 -2140
№ датчика	61	62	63	64	65	68	69	70	71	72
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	+250 -310	+1000 -790	-2380 +2080	+240 -460	+370 -850	+60 -350	-770 +370	-920 +730	+1250 -1250	-940 +920
№ датчика	73	74	75	76	77	81	82	83	84	85
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	-80 +90	— —	-890 +1030	+1700 -1970	-1930 +1880	-20 0	-90 +120	-120 +200	-150 +260	-30 +60
№ датчика	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	-90 +90	-90 +150	+150 -30	-2000 +1720	+1680 -1820	+2480 -2620	+810 -870	-1360 +1200	-570 +320	+210 -360
№ датчика	96	97	98	99	100	101	102	103	104	105
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	-100 +60	+850 -760	+330 -390	+1640 -960	+220 -410	-470 +280	-630 +650	-390 +360	-150 +120	-580 +660
№ датчика	106	107	108	109	110	111	112	113	114	115
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	+660 -660	-980 +1010	+980 -1080	— —	+1200 -1490	-2390 +2540	+1150 -1250	+1050 -1190	-770 +820	-400 +60
№ датчика	116	117	118	119	120	121	122	123	124	125
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	+300 -620	-740 +830	-1380 +1580	-880 +1050	-1360 +1220	+2060 -2160	+440 -610	+440 -340	+320 -210	+1800 -1730
№ датчика	126	127	128	129	130	131	132	133	134	135
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	-70 +140	-550 +170	-220 +240	-1020 +1150	+970 -970	-540 +480	+950 -660	+1110 -1060	-560 +590	+380 -410

№ датчика	136	137	138	139	140	141	142	143	144	145
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	-670 +900	+890 -690	-950 +810	-340 +730	+1480 -1400	-400 +580	+870 -610	+380 -540	-810 +1010	+880 -1000
№ датчика	146	147	148	149	150					
$\sigma$ в кг/см <sup>2</sup>	-620 +890	-230 +280	+100 -310	-590 +720	+1170 -1080					

Наилучшее совпадение расчета и испытаний получилось для лонжеронов рамы автомобиля ГАЗ-51. Расхождение в этом случае наблюдается только на последнем участке рамы, что следует отнести за счет влияния раскосов сцепного устройства. Для лонжеронов рам автомобилей ЗИЛ-150 и МАЗ-200 хорошее совпадение расчета и испытаний получено в передней части рамы. Для средней части рамы при расчете получились завышенные напряжения, вследствие того что расчетные значения жесткости (приведенного момента инерции) этих участков оказались выше действительных. Кроме того, участки 3—4 лонжерона автомобиля ЗИЛ-150 и 4—5 лонжерона автомобиля МАЗ-200 имеют переменное сечение, поэтому расчет по среднему сечению на этих участках, естественно, вносит дополнительные погрешности. Большая точность расчета на этих участках может быть достигнута, если выполнить расчет так же, как и для передних участков лонжерона (участок 1—2).

На фиг. 89, а показаны суммарные эпюры нормальных напряжений в поперечинах рамы автомобиля ЗИЛ-150, имеющих швеллерное сечение. Напряжения вычислены у края верхней полки.

Для удобства расположения все эпюры независимо от знака направлены в одну сторону. Аналогично построены эпюры для поперечин рам автомобилей ГАЗ-51 и МАЗ-200. Для поперечин закрытого профиля с вертикальной осью симметрии на эпюрах показаны наибольшие по абсолютной величине напряжения в той из угловых точек сечения, в которой нормальные напряжения изгиба и стесненного кручения имеют одинаковые знаки.

Экспериментальные значения нормальных напряжений в поперечинах в общем удовлетворительно совпадают с расчетными. Значительное расхождение наблюдается на концах поперечины 5 рамы автомобиля ГАЗ-51, что, по-видимому, объясняется влиянием раскосов сцепного устройства, которые непосредственно примыкают к концам этой поперечины.

Нормальные напряжения в поперечинах закрытого профиля меньше, чем в поперечинах открытого профиля.

Рассматривая в целом вопрос о соответствии расчетных и экспериментальных данных при кручении рамы, следует отметить, что практически достижимая точность расчетов рам на кручение значительно ниже, чем расчетов на изгиб.

Это объясняется прежде всего тем, что расчетная система, используемая при кручении, значительно сложнее, чем при изгибе. В расчете на кручение большее влияние оказывают местные деформации в узлах, особенности конструкции соединения лонжеронов с поперечинами, а также ряд других особенностей (наличие криволинейных элементов стержней переменного сечения и т. п.), которые не могут быть точно учтены в принятой расчетной схеме рамы.

Опыт показывает, что при расчетах на кручение возможна в некоторых случаях погрешность 15—20%. Расчет с такой точностью обеспечивает достаточные гарантии прочности рамы, так как возможная погрешность может быть учтена при выборе допускаемых напряжений.

Рассмотрим теперь касательные напряжения. Касательные напряжения при сложном напряженном состоянии складываются из трех частей: касательных напряжений свободного кручения, касательных напряжений изгиба и касательных напряжений стесненного кручения. Общая формула получается сложением формулы (41), второй формулы (94) и дополнительного слагаемого  $\tau'$ , соответствующего напряжению свободного кручения, т. е.

$$\tau = -\frac{1}{\delta} \left( \frac{Q_x}{J_y} S_y + \frac{Q_y}{J_x} S_x + \frac{M_\omega}{J_\omega} S_\omega \right) + \tau'. \quad (251)$$

В этой формуле первое и второе слагаемые выражают касательные напряжения изгиба от перерезывающих сил  $Q_x$  и  $Q_y$ , третье слагаемое соответствует касательному напряжению стесненного кручения от изгибно-крутильного момента  $M_\omega$ . Последнее слагаемое, как уже отмечалось, соответствует касательным напряжениям свободного кручения от крутящего момента  $M_k$ . Для стержней закрытого профиля касательные напряжения чистого кручения определяются формулой (42), т. е.

$$\tau' = \frac{M_k}{\Omega \delta}. \quad (252)$$

Для стержней открытого профиля зависимости получаются более сложными. Касательное напряжение свободного кручения для стержней открытого профиля меняется линейно по толщине стенки профиля и, следовательно, имеет противоположные знаки с разных сторон стенки (см. фиг. 21). Для касательного напряжения свободного кручения стержней открытого профиля имеется формула (53). Однако эта формула дает только наибольшее касательное напряжение в отдельных точках профиля (в середине каждого прямоугольника, образующего профиль). При этом, например, для полок швеллерного профиля наибольшие значения касательных напряжений свободного кручения, стесненного кручения и изгиба наблюдаются в разных точках сечения. В связи с этим наибольшие касательные напряжения с учетом всех трех компонент можно вычислить только для стенки швеллерного про-

филя. Максимум в этом случае находится в точке на середине высоты стенки. При кручении рамы, когда  $Q_x=0$ , наибольшее напряжение

$$\tau = -\frac{1}{\delta} \left( \frac{Q_y}{J_x} S_x + \frac{M_\omega}{J_\omega} S_\omega \right) \pm \frac{M_{к\delta}}{J_k}. \quad (253)$$

При практических расчетах следует учесть, что касательные напряжения стесненного кручения составляют по величине всего около 5% касательных напряжений чистого кручения и ими можно пренебречь без особого ущерба для точности расчетов. При расчете касательных напряжений в поперечинах можно также пренебречь касательными напряжениями изгиба, которые будут малы вследствие малости перерезывающих сил, действующих в сечениях поперечин. При расчете лонжеронов касательные напряжения изгиба имеют несколько большее значение, так как реакции рессор создают значительные перерезывающие силы в сечениях лонжеронов. Касательные напряжения изгиба в этом случае могут достигать 15—20% касательных напряжений чистого кручения. По-видимому, рационально и в этом случае пренебречь их влиянием.

**Пример 1.** Определение касательных напряжений в лонжеронах и поперечинах рамы автомобиля ЗИЛ-150.

В табл. 46 дан расчет касательных напряжений чистого кручения в лонжеронах и поперечинах рамы. В таблице приведены наибольшие напряжения, которые наблюдаются в середине полки и середине стенки сечения.

Таблица 46

Расчет касательных напряжений чистого кручения в лонжеронах и поперечинах рамы автомобиля ЗИЛ-150

Параметры	Сечения лонжерона							Поперечины				
	АА	ББ	ВВ	ГГ*	ГГ**	ДД	ЕЕ	1	2	3	4	5
Крутящий момент $M_k$ в кгсм . . . .	178	178	178	178	848	405	311	1138	475	475	359	5270
Момент сопротивления $W_k$ в см <sup>3</sup> . .	2,86	3,46	4,23	4,47	4,47	3,77	2,95	—	3,28	3,28	3,08	—
Касательное напряжение в кг/см <sup>2</sup> . .	62,2	51,4	42,0	39,7	189	107	105	—	145	145	117	—

\* На участке 1—2.  
\*\* На участке 2—3.

При расчетах использованы значения крутящих моментов, приведенные в табл. 40, а также значения моментов сопротивления из табл. 17.

**Пример 2.** Определение касательных напряжений в лонжеронах и поперечинах рамы автомобиля ГАЗ-51.

В табл. 47 дан расчет касательных напряжений чистого кручения в лонжеронах и поперечинах рамы, приведены наибольшие напряжения, которые наблюдаются в середине полки и середине стенки сечения.

Таблица 47

**Расчет касательных напряжений чистого кручения в лонжеронах и поперечинах рамы автомобиля ГАЗ-51**

Параметры	Сечения лонжерона						Поперечины					
	АА	ББ	ВВ*	ВВ*	ГГ	ДД	1	2	3	4	5	6
Крутящий момент $M_k$ в кгсм . . . . .	173	173	173	436	283	829	753	—	1268	2156	101	5370
Момент сопротивления $W_k$ в см <sup>3</sup> . . . . .	2,41	2,76	3,12	3,12	2,76	—	—	—	33,4	43,2	1,10	—
Касательное напряжение в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	71,8	62,7	55,6	140	103	—	—	—	38,0	50,0	91,8	—

\* На участке 1—3.  
\*\* На участке 3—4.

При расчетах использованы значения крутящих моментов, приведенные в табл. 41, а также значения моментов сопротивления из табл. 18.

**Пример 3.** Определение касательных напряжений в лонжеронах и поперечинах рамы автомобиля МАЗ-200.

В табл. 48 дан расчет касательных напряжений чистого кручения в лонжеронах и поперечинах рамы, приведены наибольшие напряжения, которые наблюдаются в середине полки и середине стенки сечения. При расчетах использованы значения крутящих моментов, приведенные в табл. 42, а также значения моментов сопротивления из табл. 19.

Таблица 48

**Расчет касательных напряжений чистого кручения в лонжеронах и поперечинах рамы автомобиля МАЗ-200**

	Сечения лонжерона								Поперечины					
	АА	ББ	ВВ	ГГ	ДД	ЕЕ	ЖЖ	ИИ	1	2	3	4	5	6
Крутящий момент $M_k$ в кгсм . . . . .	364	364	364	364	4045	1173	658	1513	803	13 680	13 680	16 890	35 820	451
Момент сопротивления $W_k$ в см <sup>3</sup> . . . . .	6,06	6,31	7,17	8,19	8,62	8,34	7,02	6,91	—	98,4	98,4	113	190	3,44
Касательное напряжение в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	60,0	57,7	50,8	44,4	469	141	93,7	219	—	139	139	149	189	131

При оценке результатов расчетов на кручение следует иметь в виду, что весь расчет выполняется при закручивании рамы на  $1^\circ$ . В соответствии с экспериментальными данными при средних эксплуатационных условиях угол закручивания рамы может достигать  $3-4^\circ$ . Поэтому для оценки прочности рамы при кручении необходимо умножить расчетные напряжения на действительный угол закручивания рамы и полученные таким образом напряжения сравнить с допускаемыми по формулам (31) или (32).

При более тяжелых условиях работы рамы, например, при переезде глубоких канав, кюветов и т. п., угол закручивания рамы может значительно превышать углы, наблюдаемые при средних условиях эксплуатации. Для расчета рам на кручение по предельным углам закручивания потребовалось бы значительно повысить запас прочности рам и соответственно значительно увеличить их вес. Для обычных грузовых автомобилей, не предназначенных к эксплуатации в условиях тяжелого бездорожья, такой путь нельзя признать рациональным. В то же время оценка прочности рамы на кручение при средних углах закручивания приводит к тому, что при переезде глубоких канав, кюветов и т. п. рамы автомобилей испытывают кратковременную перегрузку. Результаты дорожных испытаний, приведенные на фиг. 13—15 и табл. 10—13, показывают, что при переезде через кювет в ряде точек рам всех автомобилей напряжения достигают предела текучести, что подтверждает высказанные выше положения.

#### ПРИБЛИЖЕННЫЕ ФОРМУЛЫ ДЛЯ НОРМАЛЬНЫХ И КАСАТЕЛЬНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ КРУЧЕНИИ РАМЫ

Формула (149) для бимоента содержит гиперболические функции и, следовательно, эпюры бимоментов криволинейны. В действительности ввиду малости величины коэффициента  $k$  для рамных стержней открытого профиля эпюры бимоментов получаются практически прямолинейными, что свидетельствует о возможности применения приближенных формул для вычисления бимоментов и нормальных напряжений.

На концах стержня в соответствии с формулой (149) (при  $z = \frac{l}{2}$ ) наибольшее значение бимоента

$$B = \frac{M_{\kappa l}}{k} \operatorname{th} \frac{k}{2}. \quad (254)$$

В свою очередь, крутящий момент на участке

$$M_{\kappa} = \frac{GJ\alpha}{L}, \quad (255)$$

где  $J$  — приведенный момент инерции при кручении; для стержня открытого профиля

$$J = J_{\kappa} \rho = \frac{J_{\kappa}}{1 - \frac{2}{k} \operatorname{th} \frac{k}{2}}. \quad (256)$$

Используя эти формулы, можно получить для наибольшего значения бимоента следующую зависимость:

$$B = \frac{GJ_{\kappa l} \operatorname{th} \frac{k}{2}}{k \left(1 - \frac{2}{k} \operatorname{th} \frac{k}{2}\right)} \cdot \frac{a}{L}. \quad (257)$$

При малых значениях  $k$  гиперболическую функцию  $\operatorname{th} \frac{k}{2}$  можно разложить в следующий ряд:

$$\operatorname{th} \frac{k}{2} = \frac{k}{2} - \frac{k^3}{24} + \dots \quad (258)$$

Подставляя ряд (258) в формулу (257) и заменяя  $k$  его значением по формуле (76), получим следующую приближенную формулу для бимоенга:

$$B = \frac{6EJ_{\omega} a}{Ll}. \quad (259)$$

Для наибольшего нормального напряжения стесненного кручения в случае стержня открытого профиля получаем

$$\sigma_{\omega} = \frac{B_{\omega}}{J_{\omega}} = \frac{6Ea}{Ll} \omega. \quad (260)$$

Точность этого равенства можно оценить следующим образом. При изменении  $k$  от 0 до 1 величина числового множителя изменяется от 6 до 6,09. При дальнейшем возрастании  $k$  до 3 множитель увеличивается до 6,4. В большинстве случаев величина  $k$  укладывается в указанные пределы.

Для стержней закрытого профиля возможность получения приближенных формул основана на том, что величина  $k$  для них бывает весьма велика.

На концах стержня в данном случае в соответствии с формулой (170) наибольшее значение бимоента

$$B = \frac{\mu M_{\kappa l}}{k} \operatorname{th} \frac{k}{2}. \quad (261)$$

Для крутящего момента на участке сохраняется формула (255), но приведенный момент инерции

$$J = J_{\kappa p} = \frac{J_{\kappa}}{1 - \frac{2\mu}{k} \operatorname{th} \frac{k}{2}}. \quad (262)$$

Таким образом, в случае стержня закрытого профиля наибольшее значение бимоента

$$B = \frac{\mu GJ_{\kappa l} \operatorname{th} \frac{k}{2}}{k \left(1 - \frac{2\mu}{k} \operatorname{th} \frac{k}{2}\right)} \cdot \frac{a}{L}. \quad (263)$$

При больших значениях коэффициента  $k$  можно пренебречь в знаменателе слагаемым  $\frac{2\mu}{k} \operatorname{th} \frac{k}{2}$  по сравнению с единицей, а в числителе принять приближенно  $\operatorname{th} \frac{k}{2} = 1$ . Например при  $k=6$ , величина  $\operatorname{th} \frac{k}{2} = 0,995$ , а при  $k=4$  тот же коэффициент  $\operatorname{th} \frac{k}{2} = 0,964$ . Для рамных стержней закрытого профиля обычно  $k > 4-5$ .

Заменяя также  $k$  его выражением по формуле (92), получаем следующую приближенную формулу для бимоента в случае стержня закрытого профиля:

$$B = \sqrt{\frac{\mu G J_k}{E J_\omega}} \cdot \frac{E J_\omega \alpha}{L}. \quad (264)$$

Наибольшее нормальное напряжение

$$\sigma_\omega = \frac{B_\omega}{J_\omega} = \sqrt{\frac{\mu G J_k}{E J_\omega}} \cdot \frac{E \alpha}{L} \omega = k' \frac{E \alpha}{L} \omega. \quad (265)$$

Аналогично можно получить приближенные формулы для касательных напряжений свободного кручения:

для стержней открытого профиля (пренебрегая коэффициентом формы сечения)

$$\tau = \frac{12\delta}{k^2} \cdot \frac{G \alpha}{L}; \quad (266)$$

для стержней закрытого профиля

$$\tau = \frac{\Omega}{S} \cdot \frac{G \alpha}{L}. \quad (267)$$

Полученные формулы можно рекомендовать для ориентировочной оценки прочности стержней рамы при кручении, особенно при выборе размеров поперечин в случае проектного расчета рамы. При этом следует учесть, что размеры стержней открытого профиля необходимо выбирать по величине нормальных напряжений, так как касательные напряжения в этом случае относительно невелики. При расчете поперечин закрытого профиля нужно, наоборот, ориентироваться на величину касательных напряжений ввиду сравнительной малости нормальных напряжений.

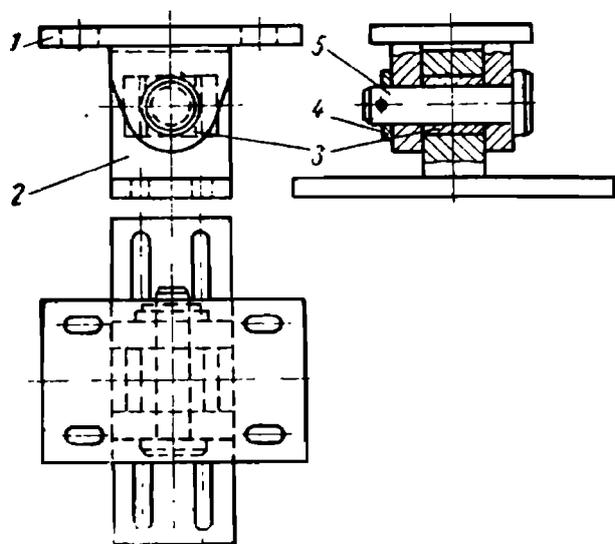
### ИСПЫТАНИЯ РАМ НА КРУЧЕНИЕ

Выше для оценки результатов расчетов были использованы экспериментальные значения напряжений, полученные путем стендовых испытаний рам на кручение. Стендовые испытания рам имеют и самостоятельное значение в качестве эксперименталь-

ного метода оценки прочности рамы. В связи с этим в данном разделе будет рассмотрена подробнее методика стендовых испытаний рам и применяемое оборудование.

В объем стендовых испытаний рам входят обычно испытания на изгиб статической нагрузкой и испытания на кручение. При этих испытаниях оценивают общую прочность рамы путем измерения напряжений тензотрами, а жесткость рамы путем измерения деформаций.

Методику стендовых испытаний рам рассмотрим более подробно на примере испытаний рам на кручение.



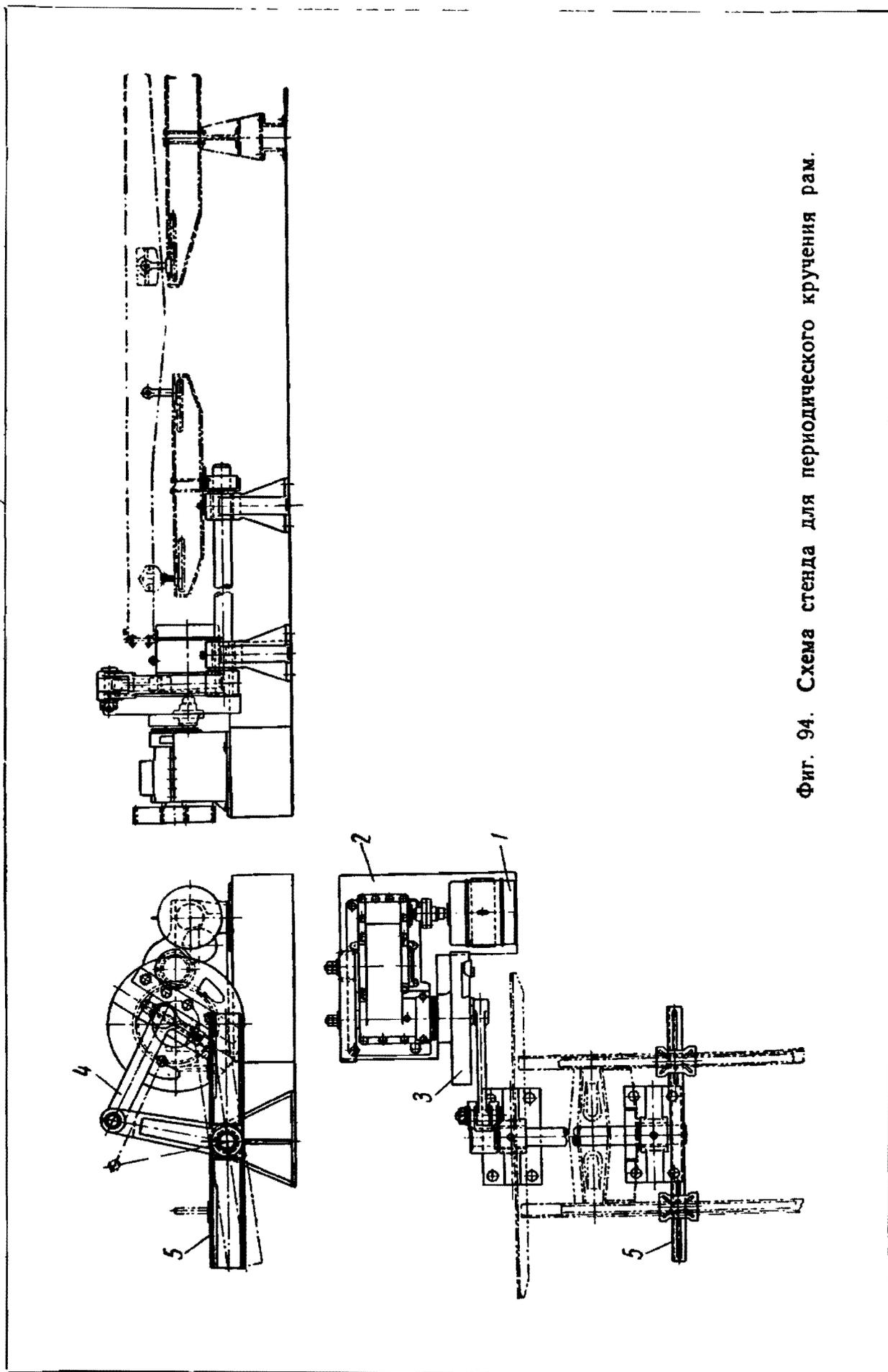
Фиг. 93. Схема скользящей опоры стенда:

1 — верхний кронштейн; 2 — нижний кронштейн;  
3 — ползун; 4 — шайба; 5 — палец.

Для испытания рам на кручение используют специальные стенды. При установке на стенд передняя часть рамы опирается на фальшрессоры, которые прикрепляют к поворотной балке стенда. Задняя часть рамы также опирается на фальшрессоры, установленные на неподвижной балке стенда. Для получения правильных результатов опоры рамы должны обеспечивать некоторую свободу горизонтальных и угловых перемещений, с таким расчетом, чтобы на раму действовали только вертикальные реакции и исключалась возможность появления горизонтальных реакций и моментов. В связи с этим передние фальшрессоры крепят к поворотной балке с помощью цилиндрических шарниров, а задние — устанавливают на скользящие опоры, состоящие из ползункового устройства и цилиндрического шарнира (фиг. 93). Соединение фальшрессор с лонжеронами также должно обеспечивать некоторую свободу поворота вокруг продольной оси, чтобы предотвратить появление нежелательных реактивных моментов.

В связи с особенностями конструкции задней подвески трехосного автомобиля ЗИЛ-151 заднюю часть рамы укрепляли на неподвижной опоре непосредственно за кронштейны оси балансира задней подвески. Переднюю часть рамы устанавливали на фальшрессоры и укрепляли на поворотной балке стенда. Поворот балки осуществлялся нагрузочным устройством, расположенным с правой стороны. В нагрузочное устройство был включен динамометр для измерения крутящего момента.

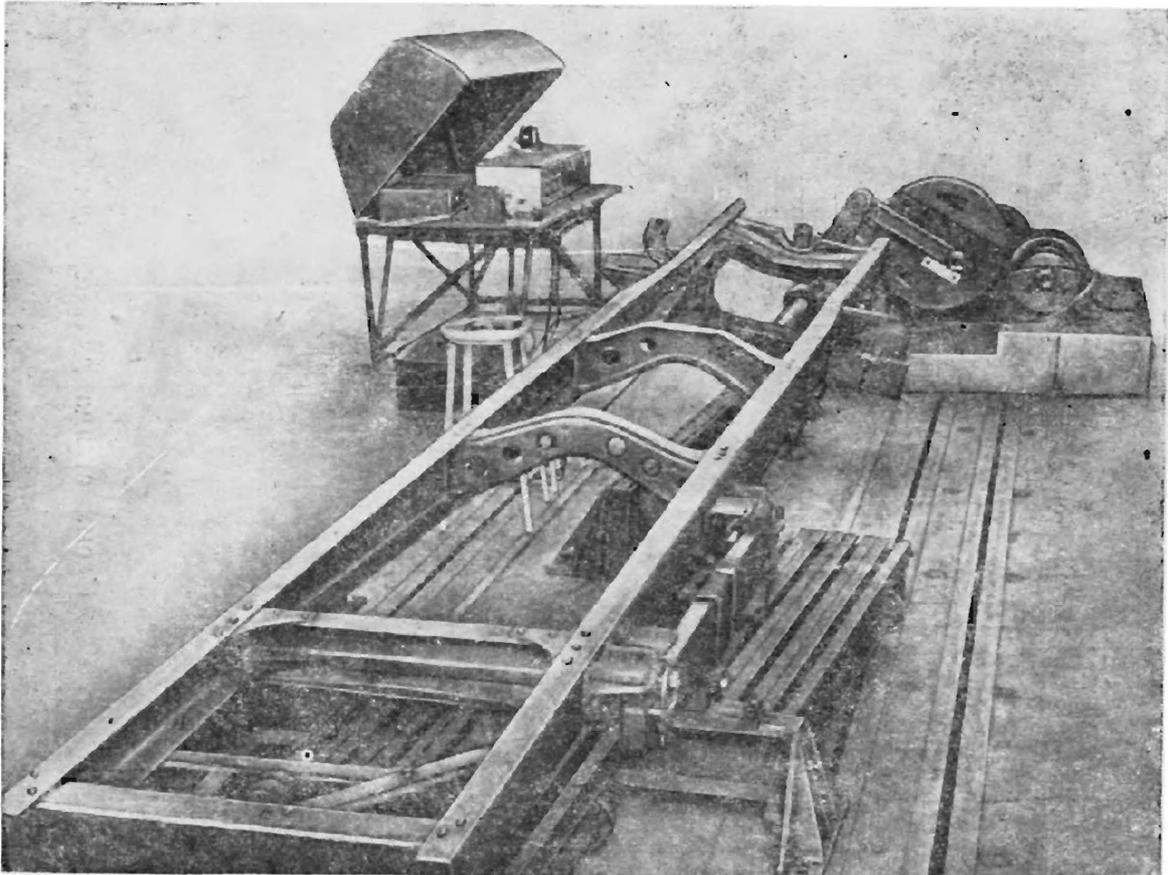
Рамы испытывают на кручение также на стенде с периодическим закручиванием рамы (фиг. 94), который предназначен в основном для динамических испытаний рам на кручение, но может быть также использован для статических испытаний. При



Фиг. 94. Схема стента для периодического кручения рам.

этом для создания условий кручения возможно близких к статическим испытания проводятся при минимальной частоте колебаний (около 15 кол/мин).

Стенд состоит из электродвигателя 1, редуктора 2 со сменными парами шестерен для изменения числа колебаний, маховика 3, кривошипно-шатунного механизма 4 для преобразования вращательного движения в колебательное. С помощью имеющегося на маховике ползункового приспособления можно изменять



Фиг. 95 Испытания рамы автомобиля ЗИЛ-150 на кручение.

амплитуду угла качаний от 0 до  $15^\circ$ . Кривошипно-шатунный механизм передает колебательное движение поворотной балке 5, на которой устанавливается передний конец рамы; задний конец рамы укрепляют на неподвижной опоре стенда. В качестве примера на фиг. 95 показаны испытания рамы автомобиля ЗИЛ-150 на данном стенде. Передний и задний концы рамы установлены на фальшрессорах. Рама на данном стенде закрепляется так, что опоры разгружены от горизонтальных реакций и моментов.

Для определения напряжений в раме при ее испытаниях на кручение на раму наклеивают проволочные датчики сопротивления — тензометры. Датчики наклеивают на раму таким образом, чтобы можно было получить эпюры напряжений в лонжеронах и поперечинах. При определении напряжений в отдельных сечениях целесообразно использовать некоторые возможности уменьшения

числа датчика, основанные на том, что в угловых (крайних) точках сечения касательные напряжения равны нулю по закону парности касательных напряжений. В связи с этим в угловых точках сечения можно наклеивать одиночные датчики, направленные вдоль оси стержня. Например, на лонжеронах можно ограничиться наклейкой одиночных датчиков у края горизонтальной полки. В некоторых сечениях лонжеронов для получения более полной картины распределения напряжений по сечению можно наклеивать также одиночные датчики у стенки лонжерона. Полная схема расположения датчиков по сечению лонжерона показана на фиг. 96.

При оценке местной прочности стенок лонжеронов (например, в узлах крепления кронштейнов рессор, поперечин и т. п.), а также при определении касательных напряжений в середине полок или



Фиг. 96. Схема расположения датчиков по сечению лонжерона.

стенки лонжерона используют розетки из трех датчиков, с помощью которых можно вычислить главные нормальные и касательные напряжения.

Обозначим относительные удлинения, измеренные по направлению трех датчиков, образующих розетку, через  $e_0$ ,  $e_{90}$  и  $e_{45}$  (в соответствии с углами, которые датчики образуют с направлением датчика  $e_0$ ). Напряжения, действующие в направлении осей датчиков  $e_0$  и  $e_{90}$ , и касательное напряжение на тех же площадках связаны с относительными удлинениями следующими формулами:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_0 &= E(e_0 + \mu e_{90}); \\ \sigma_{90} &= E(e_{90} + \mu e_0); \\ \tau &= E(1 - \mu) \left( e_{45} - \frac{e_0 + e_{90}}{2} \right), \end{aligned} \right\} \quad (268)$$

где  $E$  — модуль упругости первого рода;  
 $\mu$  — коэффициент Пуассона.

Обычно при проведении экспериментов показания всех датчиков измеряются не в величинах относительных удлинений, а непосредственно в килограммах на  $1 \text{ см}^2$  в соответствии с тарифовочными данными измерительного прибора. Обозначим получаемые таким образом показания трех датчиков, образующих розетку, соответственно  $S_0$ ,  $S_{90}$  и  $S_{45}$ . Отметим еще раз, что эти показания датчиков являются не напряжениями, а величинами, пропорциональными относительным удлинениям по направлениям

осей датчиков. При этом коэффициентом пропорциональности будет модуль упругости первого рода, т. е.

$$\left. \begin{aligned} S_0 &= Ee_0; \\ S_{90} &= Ee_{90}; \\ S_{45} &= Ee_{45}. \end{aligned} \right\} \quad (269)$$

В связи с этим формулы (268) можно записать в следующем виде, более удобном для практического применения:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_0 &= S_0 + \mu S_{90}; \\ \sigma_{90} &= S_{90} + \mu S_0; \\ \tau &= (1 - \mu) \left( S_{45} - \frac{S_0 + S_{90}}{2} \right). \end{aligned} \right\} \quad (270)$$

Отметим, что для упрощения в формулах (268) — (270) опущена величина  $(1 - \mu^2)$ , не влияющая существенно на величину напряжений.

В ряде случаев при оценке прочности оказывается необходимым по показаниям датчиков, образующих розетку, вычислять главные нормальные и касательные напряжения. При выполнении этих расчетов прежде всего определяют направление площадки, на которой действуют главные напряжения.

Обозначим через  $\varphi$  угол, образуемый указанной площадкой с направлением датчика  $S_0$ . Величина этого угла определяется из формулы

$$\operatorname{tg} 2\varphi = \frac{2S_{45} - S_0 - S_{90}}{S_0 - S_{90}}. \quad (271)$$

Величины главных напряжений определяются формулами

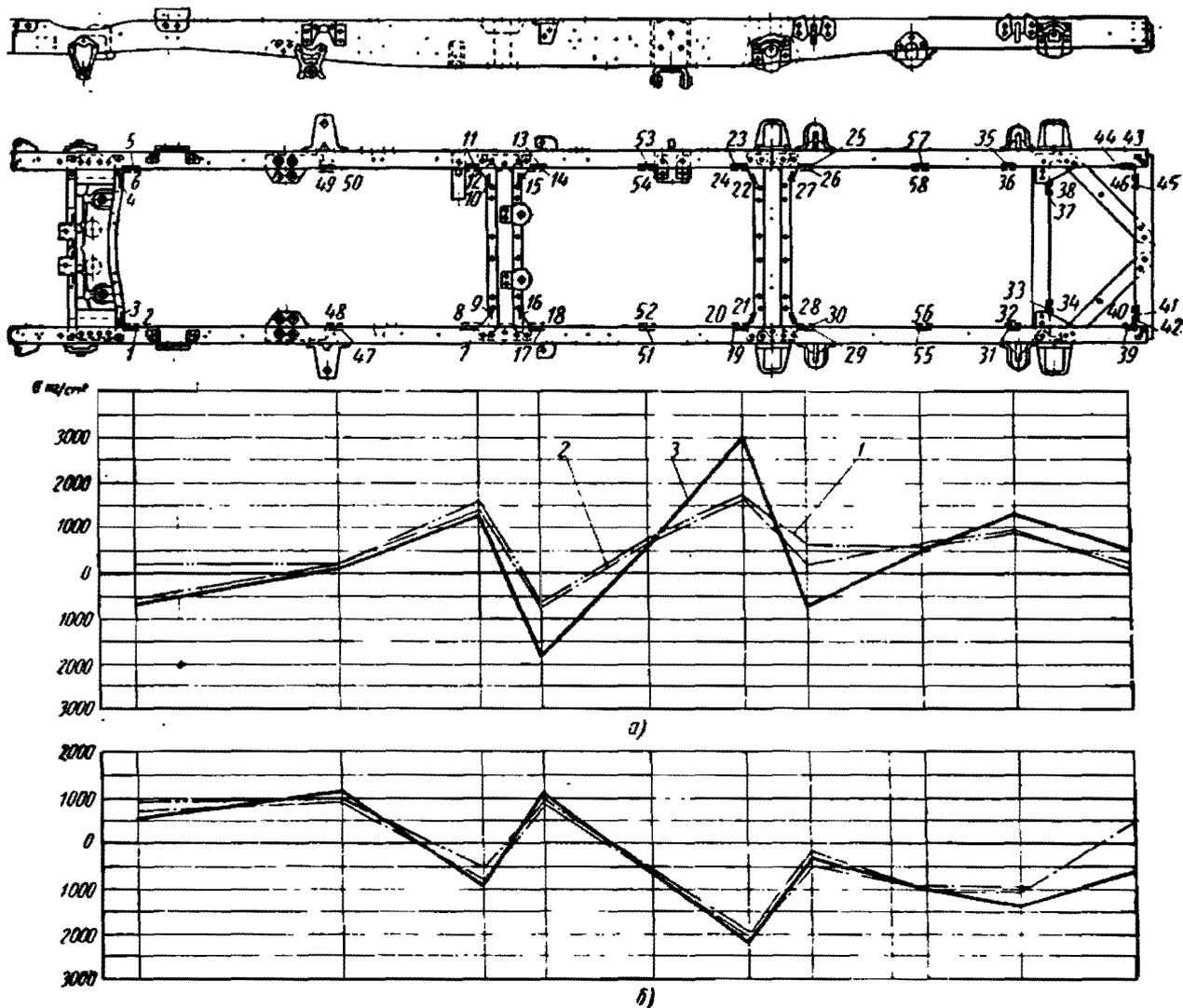
$$\left. \begin{aligned} \sigma_{1(\varphi)} &= \frac{1 + \mu}{2} (S_0 + S_{90}) + \frac{1 - \mu}{2 \cos 2\varphi} (S_0 - S_{90}); \\ \sigma_{2(\varphi+90)} &= \frac{1 + \mu}{2} (S_0 + S_{90}) - \frac{1 - \mu}{2 \cos 2\varphi} (S_0 - S_{90}); \\ \tau_{\max(\varphi \pm 45)} &= \pm \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (272)$$

В данных формулах для большей определенности при величинах главных напряжений в скобках указаны направления площадок, на которых они действуют.

В первые две формулы входит величина  $\cos 2\varphi$ , вычисляемая на основании формулы (27). Это представляет известные неудобства только при  $\cos 2\varphi = 0$ . На этот случай необходимо иметь в виду, что указанные две формулы могут быть записаны в другой форме, содержащей  $\sin 2\varphi$  вместо  $\cos 2\varphi$ , т. е.

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{1(\varphi)} &= \frac{1 + \mu}{2} (S_0 + S_{90}) + \frac{1 - \mu}{2 \sin 2\varphi} (2S_{45} - S_0 - S_{90}); \\ \sigma_{2(\varphi+90)} &= \frac{1 + \mu}{2} (S_0 + S_{90}) - \frac{1 - \mu}{2 \sin 2\varphi} (2S_{45} - S_0 - S_{90}). \end{aligned} \right\} \quad (273)$$

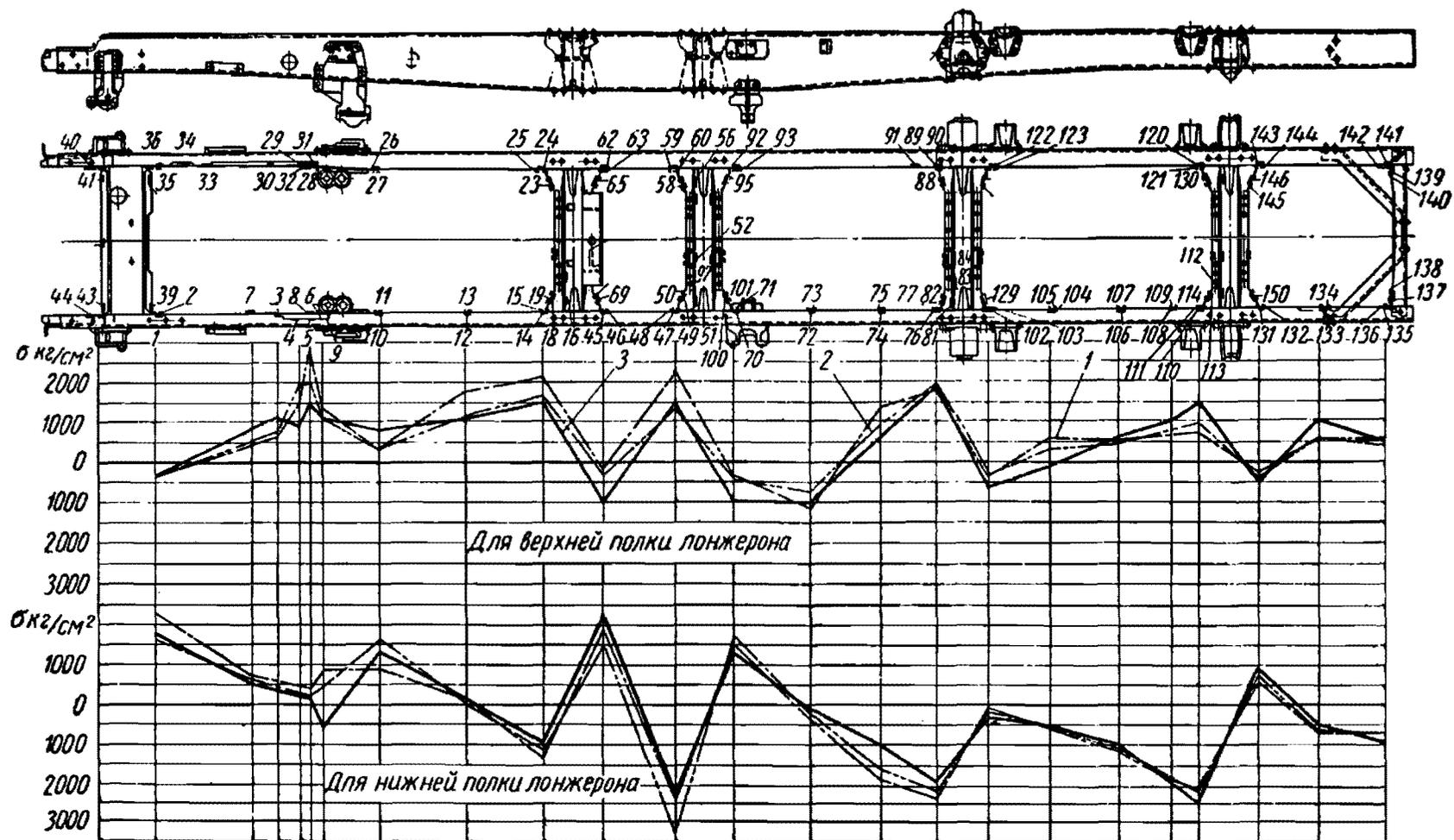
С помощью экспериментального изучения напряжений в рамах в ряде случаев можно решать вопросы, которые в настоящее время не могут быть решены расчетным путем. В качестве примера рассмотрим влияние платформы на напряжения в лонжеронах рамы при кручении. Такое исследование проводилось при стендовых испытаниях рам на кручение. Результаты испытаний



Фиг. 97. Влияние платформы на напряжение в раме ГАЗ-51 при кручении:  
 а — для верхней полки лонжерона; б — для нижней полки лонжерона; 1 — с платформой и грузом;  
 2 — с платформой; 3 — без платформы.

по рамам автомобилей ГАЗ-51 и МАЗ-200 представлены на фиг. 97 и 98 и в табл. 49—50.

Напряжения в рамах определялись при закручивании на  $10^\circ$  в обе стороны при установке на раму стандартной деревянной платформы. Выяснялось также влияние расположенного в кузове груза на кручение рамы, при этом загрузка платформы осуществлялась металлическим балластом в соответствии с номинальной грузоподъемностью автомобиля. Для сравнения в табл. 49—50. приведены также результаты испытаний рам без платформы.



Фиг. 98. Влияние платформы на напряжение в раме МАЗ-200 при кручении (обозначения см. фиг. 97).

Таблица 49

Напряжения  $\sigma$  в кг/см<sup>2</sup> в раме автомобиля ГАЗ-51 с платформой при стендовых испытаниях на кручение ( $\alpha = 10^\circ$ )

№ датчи-ка	Вид испытаний			№ датчи-ка	Вид испытаний		
	С платформой без груза	С платформой с грузом	Без платформы		С платформой без груза	С платформой с грузом	Без платформы
2	+ 580	- 950	+ 570 - 100	30	- 480	+ 320	- 360 + 300
3	+ 950	-1570	+1310 -3620	31	+ 720	- 880	+ 980 -1280
4	-1770	+1080	-1700 +1550	32	- 750	+1050	- 800 +1000
5	+ 170	0	- 470 + 670	33	-2300	+2140	-1900 +2300
6	- 980	+1270	-1530 +1920	34	+2110	-2740	+2030 -2570
7	+1380	-1170	+1310 -1550	35	- 800	+ 720	- 800 +1010
8	- 500	+ 800	- 390 + 900	36	+ 890	-1160	+ 810 -1080
9	0	+ 280	- 100 + 360	37	+2540	-2730	+2220 -2860
10	-	-	+ 310 - 190	38	-2580	+3170	-2460 +3160
11	-1670	+1460	-1030 +1400	39	+ 120	- 160	+ 120 - 270
12	+ 170	- 730	-	40	-	-	+ 450 - 200
13	+ 810	- 610	+1150 -1310	41	- 80	+ 40	+ 40 - 40
14	- 890	+ 920	- 900 +1490	42	- 90	+ 180	- 150 + 100
15	- 290	+ 570	- 190 + 600	43	- 280	+ 420	- 240 + 550
16	+ 340	- 260	+ 240 - 280	44	+ 120	- 490	0 - 270
17	- 740	+ 860	-1810 +2140	45	- 100	+ 170	- 100 + 270
18	+ 570	- 920	+ 400 -1160	46	+ 190	- 70	+ 220 - 140
19	+1820	-1630	+2650 -3010	47	+ 140	- 170	+ 170 - 220
20	-2000	+2280	-1530 +2300	48	+ 580	-1000	+ 400 - 950
21	+ 70	- 190	+ 420 - 580	49	-	-	- 440 + 190
22	- 630	+ 180	-1170 + 610	50	-	-	- 470 + 640
23	-1720	+1680	-1720 +1840	51	+ 700	- 770	+ 660 - 690
24	+1570	-1570	+ 960 -1670	52	- 780	+ 760	- 750 + 730
25	- 270	+ 120	- 80 + 50	53	- 620	+ 920	- 950 + 980
26	+ 480	- 430	+ 400 - 540	54	+ 770	- 610	+ 680 -1050
27	+ 300	- 430	+ 570 - 700	55	+ 570	- 700	+ 460 - 690
28	- 450	+ 480	- 900 + 800	55	- 750	+1010	- 880 + 1010
29	+ 120	0	- 790	57	- 520	+ 520	- 410 + 520
				58	+ 790	- 840	+ 850 -1040

Напряжения в кг/см<sup>2</sup> в раме автомобиля МАЗ-200 с платформой при стендовых испытаниях на кручение ( $\alpha = 10^\circ$ )

№ датчика	Вид испытаний			№ датчика	Вид испытаний		
	С платформой без груза	С платформой и грузом	Без платформы		С платформой без груза	С платформой и грузом	Без платформы
1	- 330 + 330	- 430 + 350	- 310 + 310	72	+ 400 - 700	+ 810 - 1120	- 940 + 920
2	- 720 + 1650	+ 1330 - 2360	+ 1000 - 1770	73	- 270 + 240	- 350 + 290	- 30 + 90
3	+ 430 - 800	+ 410 - 700	+ 580 - 1150	74	+ 540 - 860	+ 690 - 1420	
4	+ 1050 - 1870	+ 920 - 1450	+ 500 - 700	75	- 1370 + 1600	- 1670 + 1960	- 840 + 1030
5	+ 1180 - 2020	+ 1780 - 2830	+ 1590 - 1710	76	+ 1350 - 1900	+ 1230 - 1830	+ 1700 - 1970
6	+ 1180 - 900	+ 980 - 1360	+ 980 - 1150	77	- 2200 + 2200	- 2440 + 2440	- 1930 + 1880
7	+ 390 - 570	+ 660 - 70	+ 360 - 480	81	0 + 40	- 20 + 20	- 20 0
8	+ 240 - 60	+ 400 - 60	+ 150 - 110	82	+ 580 - 920	+ 710 - 1020	- 90 + 120
9	+ 450 - 280	+ 850 - 720	- 390 + 560	83	- 80 + 160	- 120 + 120	- 120 + 200
10	- 150 + 360	- 370 + 470	0 + 830	84	- 120 + 100	- 90 + 90	- 150 + 260
11	+ 1580 - 1370	+ 740 - 820	+ 1290 - 1250	89	- 360 + 300	- 1280 + 1320	- 2000 + 1720
12	+ 1100 - 780	+ 1450 - 1820	+ 710 - 1020	90	+ 100 - 2400	+ 1570 - 2990	+ 1680 - 1820
13	+ 70 0	+ 210 - 70	0 - 160	91	+ 3300 - 3900	+ 4300 - 4300	+ 2480 - 2620
14	+ 1700 - 1700	+ 2000 - 2140	+ 1450 - 1500	92	+ 650 - 600	+ 350 - 480	+ 810 - 870
15	- 670 + 1170	- 1370 + 1270	- 1010 + 700	93	- 520 + 450	- 820 + 740	- 1360 + 1200
16	+ 380 0	+ 660 - 290	+ 1270 - 1500	96	- 240 + 80	- 40 + 190	- 100 + 60
18	0 + 700	- 710 + 80	- 540 + 150	97	+ 180 - 50	+ 150 - 150	+ 850 - 760
19	+ 880 - 730	+ 810 - 930	+ 170 - 110	100	- 120 + 580	- 200 + 670	+ 200 - 440
23	+ 400 - 1200	+ 540 - 1250	+ 100 - 120	101	- 1300 + 1900	- 1220 + 1850	- 470 + 280
24	- 1600 + 1700	- 2720 + 2630	- 2300 + 2300	102	- 380 + 290	- 220 + 230	- 630 + 650
25	+ 300 - 1490	+ 650 - 760	+ 700 - 1360	103	- 200 0	- 100 + 150	- 380 + 360
26	- 360 + 50	- 60 + 670	- 410 + 80	104	+ 380 0	+ 380 - 600	- 150 + 120
27	- 1030 + 1950	- 550 + 2000	- 950 + 1530	105	- 510 + 680	- 610 + 710	- 580 + 600
28	- 1040 + 1200	- 1320 + 1150	- 1150 + 1530	106	+ 260 - 410	+ 340 - 520	+ 660 - 660

29	-1250	+1500	-1670	+1430	-1540	+1340	107	- 950	+1200	- 900	+1170	- 980	+1010
30	-1100	+ 890	-1400	+1160	- 830	+ 750	108	-	-	-	-	+ 930	-1080
31	+ 930	- 240	+1200	- 660	+ 950	- 80	109	-1520	+1780	-1410	+1820	-	-
32	+ 240	- 60	+ 380	- 220	+ 290	0	110	+ 680	- 930	+ 760	- 690	+1200	-1490
33	- 100	+ 270	- 280	+ 320	- 230	+ 80	111	-2030	+2300	-1970	+2100	-2390	+2540
34	- 140	+ 240	- 670	+ 950	- 130	+ 330	112	- 790	+ 970	- 700	+ 430	+1150	-1250
35	+ 490	- 360	+ 260	- 500	+ 390	- 360	113	+ 950	-1170	+1160	-1160	+1050	-1190
36	-1390	+1060	-1000	+ 630	-1420	+ 950	114	- 630	+ 580	- 570	+ 260	- 770	+ 820
39	+ 150	- 600	+ 90	- 90	+ 80	- 80	120	- 730	+ 780	- 520	+ 460	-1360	+1220
40	- 20	+ 60	- 100	+ 530	- 50	+ 380	121	+1770	-2310	+1770	-2200	+2060	-2160
41	-	-	-	-	+ 20	- 20	122	+ 210	- 140	+ 560	- 60	+ 440	- 610
43	+ 20	- 60	+ 30	- 50	- 230	+ 30	123	+ 240	- 220	+ 610	- 80	+ 440	- 340
44	+ 100	- 100	- 100	+ 120	- 90	+ 90	124	- 280	+ 100	- 110	+ 100	+ 320	- 210
45	- 130	+ 280	- 230	+ 210	-1100	+ 900	129	-1470	+1660	-1430	+1790	-1020	+1150
46	+ 770	-1460	+ 870	-1830	+2100	-2220	130	- 660	+ 750	- 430	+ 540	+ 970	- 970
47	+1200	-1400	+2000	-2360	+1450	-1550	131	- 430	+ 400	- 350	+ 210	- 540	+ 480
48	-2910	+3320	-1880	+2220	-2220	+2140	132	+ 770	- 560	+ 580	- 510	+ 950	- 660
49	- 20	+ 510	- 70	+ 570	- 120	+ 90	133	+ 480	- 560	+ 550	- 600	+1110	-1060
50	+ 880	-1170	+1580	-2000	+ 460	- 640	134	- 600	+ 710	- 560	+ 670	- 560	+ 590
51	+ 820	-1300	+ 520	-1240	+1440	-1630	135	-	-	-	-	+ 380	- 410
52	- 160	+ 160	- 180	+ 200	- 400	+ 380	135	- 440	+ 730	- 230	+ 730	- 670	+ 930
56	-1040	+1240	- 980	+1280	-1600	+1700	137	- 680	+ 580	- 470	+ 340	+ 890	- 690
58	-1050	+1150	-1000	+1180	- 930	+ 630	138	- 560	+ 840	- 600	+ 750	- 950	+ 810
59	-2020	+2600	-2300	+2800	-1430	+1570	139	- 320	+ 770	- 230	+ 490	- 340	+ 730
60	+1790	-2360	+1820	-2400	+1970	-2140	140	- 690	+ 830	- 610	+ 810	+1480	-1400
62	-	-	-	-	+1000	- 790	141	- 350	+ 600	- 390	+ 300	- 400	+ 580
63	-1240	+1360	-1580	+2180	-2380	+2080	142	+ 780	- 500	+ 670	- 510	+ 870	- 610
65	+ 750	-1230	+ 270	- 270	+ 370	- 850	143	+ 220	- 220	+ 80	- 170	+ 380	- 640
69	- 160	+ 580	-1000	+1040	- 770	+ 370	144	- 710	+ 980	- 330	+ 710	- 810	+1010
70	- 450	+ 450	- 350	+ 350	- 920	+ 730	145	+ 650	-1090	+ 670	- 850	+ 880	-1000
71	+1060	-1680	+1000	-1450	+1250	-1250	146	+ 200	- 610	+ 250	- 300	- 620	+ 890
							147	- 290	+ 150	- 230	+ 60	- 230	+ 280
							148	+ 140	- 110	+ 130	- 80	+ 100	- 310
							150	- 690	+ 840	- 270	+ 470	+1170	-1080

Сравнительные эпюры напряжений в лонжеронах построены на фиг. 97 и 98. Из эпюр видно, что платформа практически не влияет на напряжения в передней части рамы; ее влияние сказывается только на тех участках лонжеронов, которые непосредственно перекрываются платформой. На этих участках наблюдается уменьшение напряжений в верхних полках лонжеронов. В нижних полках лонжеронов напряжения остаются практически неизменными. Таким образом, влияние платформы сказывается в том, что при кручении рамы облегчаются условия работы верхних полок на участках лонжеронов, перекрываемых платформой. Влияние нагрузки в кузове на напряжения в лонжеронах незначительно; можно считать, что нагрузка в кузове практически не влияет на напряжение в раме при ее кручении.

---

## КОНСТРУКЦИЯ РАМ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

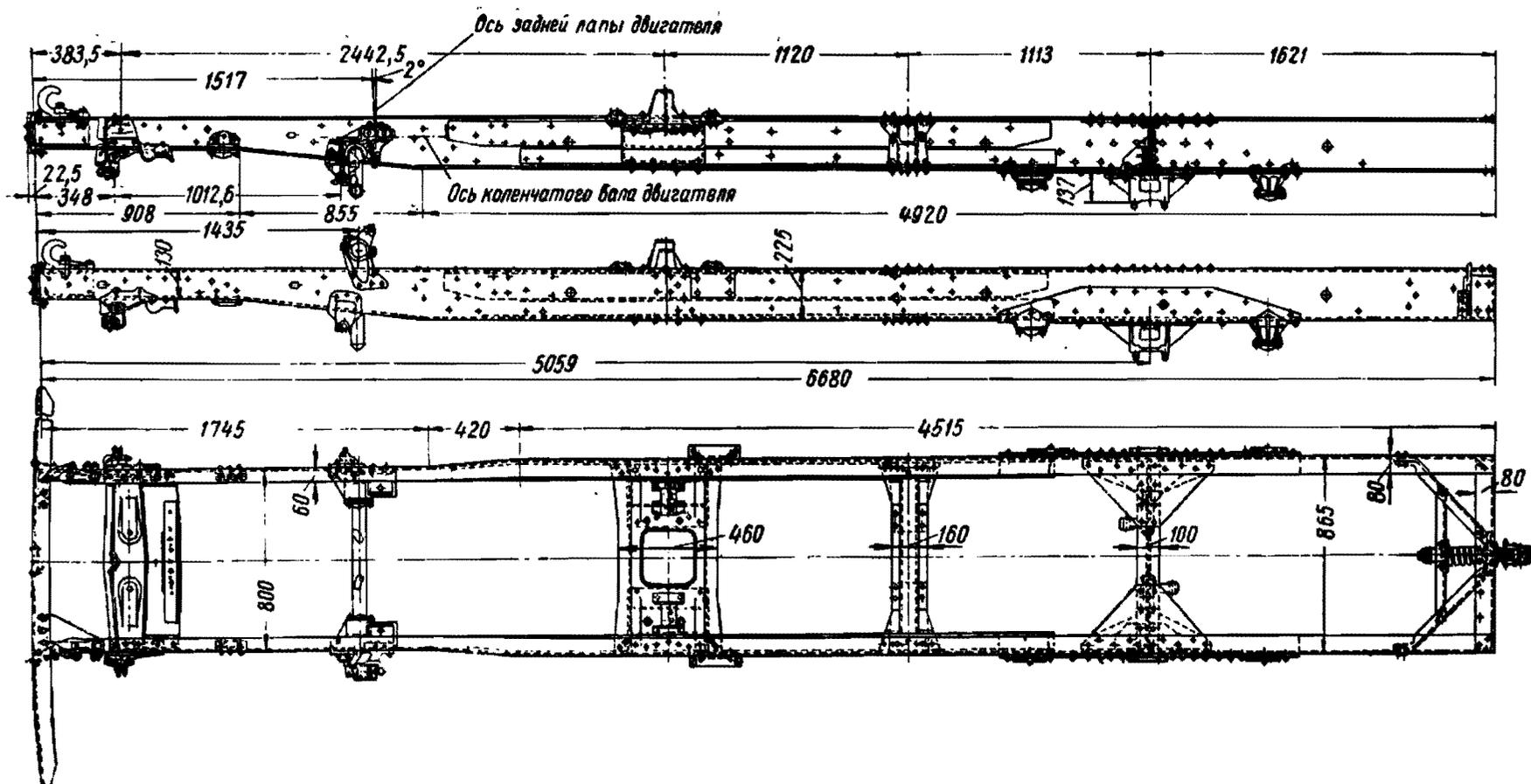
### ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ РАМ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Рама грузового автомобиля состоит из двух лонжеронов и нескольких поперечин. Ввиду преимущественного применения рам этого типа на современных грузовых автомобилях, такую конструкцию рамы можно считать стандартной. Примерами этой конструкции рам грузовых автомобилей могут служить рамы отечественных автомобилей ЗИЛ-150, ГАЗ-51 и МАЗ-200. Чертежи указанных рам показаны на фиг. 52, 54 и 56. Рамы грузовых автомобилей этого типа обычно имеют по всей длине одинаковую ширину. В некоторых случаях для уменьшения передней колеи уменьшают ширину рамы в передней части, как это сделано у рамы автомобиля ЗИЛ-150.

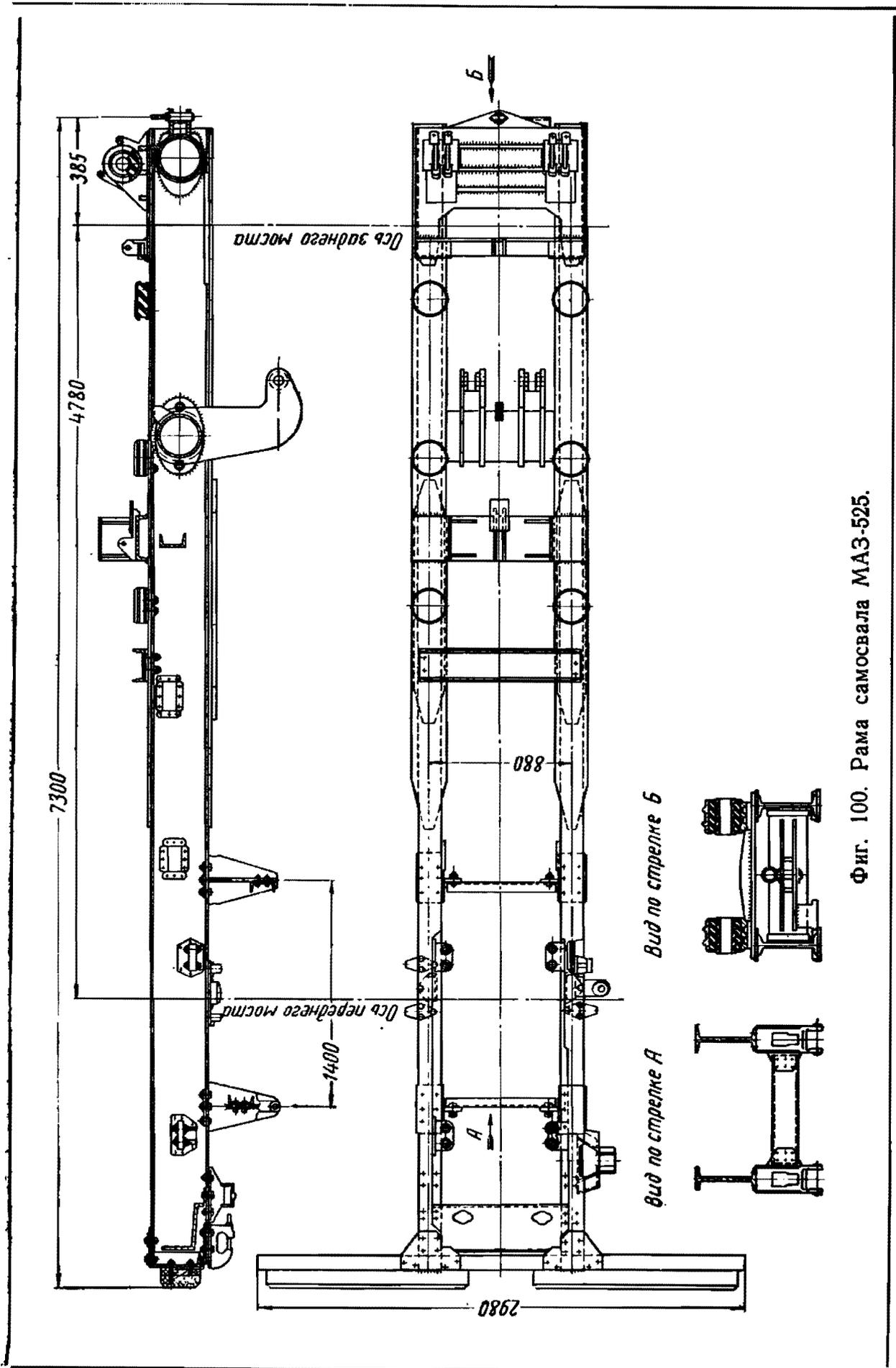
Лонжероны и поперечины рамы обычно штампуют из стального листа. В соответствии с характером эпюры изгибающих моментов наибольшее сечение лонжерона находится в средней части, а сечение в передней и задней частях лонжерона уменьшается по высоте; в ряде случаев также уменьшается ширина полка. В результате уменьшения высоты сечения лонжерона облегчается также установка передних и задних рессор и удается снизить пол кузова.

В рамах трехосных автомобилей оказывается обычно сильно нагруженной задняя часть лонжерона в месте установки кронштейнов задней подвески. В связи с этим сечение лонжерона в задней части не уменьшают. Примером рамы этого типа может служить рама трехосного автомобиля ЗИЛ-151 (фиг. 99).

Для грузовых автомобилей большой грузоподъемности в ряде случаев применяются не штампованные, а прокатные профили. Материал прокатных балок имеет несколько более высокие механические характеристики, чем листовая сталь, применяемая для холодной штамповки деталей рам. Однако вес рам из прокатных профилей больше, чем вес рам из штампованных профилей, так как сечение лонжеронов из прокатных балок постоянно по длине. Примерами рам из прокатных профилей могут служить рамы советских автомобилей ЯАЗ-210 и МАЗ-525 (фиг. 100 и 101).

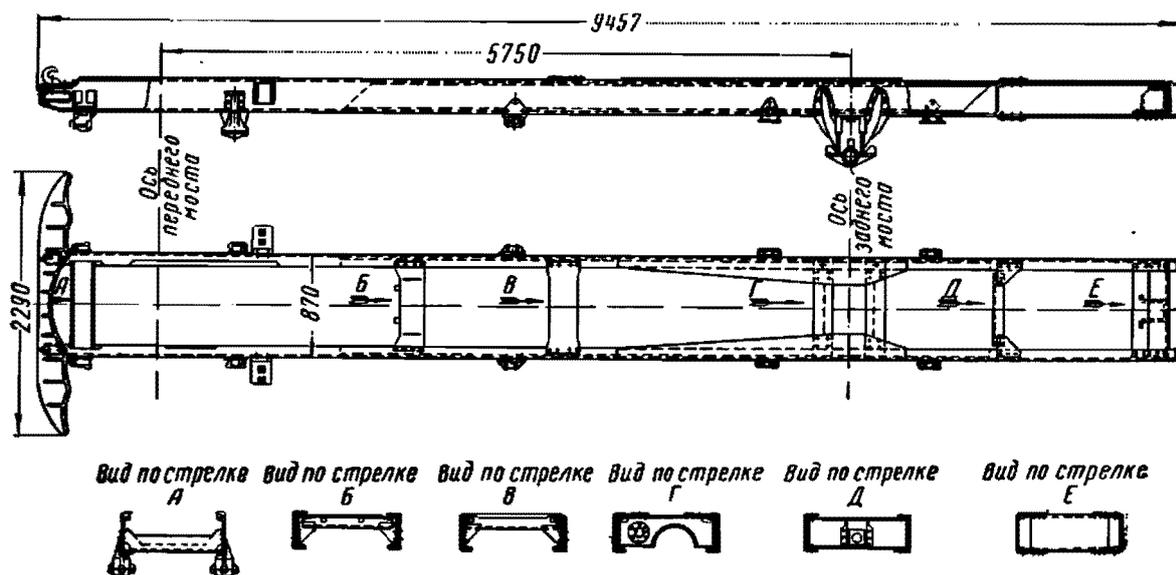


Фиг. 99. Рама трехосного автомобиля ЗИЛ-151.



Фиг. 100. Рама самосвала МАЗ-525.

Принципиально иную конструкцию имеет рама хребтового типа, которая состоит из одной центральной балки закрытого профиля, круглого или прямоугольного. Балки закрытого профиля обеспечивают рамам этого типа высокую жесткость при кру-



Фиг. 101. Рама трехосного автомобиля ЯАЗ-210.

чении. Примером рамы хребтового типа может служить рама чешского грузового автомобиля Татра.

### ЛОНЖЕРОНЫ

Сечения лонжеронов, а также их конфигурация по длине обычно назначаются на основе расчета лонжеронов на изгиб. При этом размеры сечения лонжерона должны обеспечить определенную величину момента сопротивления изгибу, определяемого для швеллерного профиля формулой

$$W_x = \frac{\delta h}{6} (h + 6b). \quad (274)$$

Момент сопротивления изгибу пропорционален толщине профиля и квадрату высоты профиля. В связи с этим уменьшение толщины профиля при одновременном увеличении его высоты должно дать уменьшение веса лонжерона. Однако чрезмерное уменьшение толщины материала нежелательно, так как при этом возможна потеря устойчивости профиля.

Кроме того, размеры сечения лонжерона должны обеспечить его прочность при кручении. Проведенный выше анализ стесненного кручения стержней открытого профиля показал, что наибольшие нормальные напряжения пропорциональны секториальной координате у края полки. Для швеллерного профиля секториальная координата определяется формулой

$$\omega = \frac{bh}{2} \cdot \frac{(h + 3b)}{(h + 6b)}. \quad (275)$$

Таким образом, увеличение высоты профиля, а также ширины полки вызовет увеличение секториальной координаты и соответственно увеличение нормальных напряжений стесненного кручения. Поэтому условия прочности при изгибе и кручении, а также необходимость получения минимального веса лонжеронов могут вступать в противоречия. Эти противоречия возникают для грузовых автомобилей большой грузоподъемности, когда нужно иметь момент сопротивления 300—400 см<sup>3</sup> и более. Получение достаточно малой величины секториальной координаты и, следовательно, обеспечение необходимой прочности лонжеронов при кручении возможно в этом случае только при значительном увеличении толщины стенок профиля, что делает невозможным применение наиболее экономичных штампованных профилей.

Устранение этого противоречия достигается несколькими способами. Наиболее радикальный из них — применение хребтовой рамы, т. е. переход на принципиально иную схему рамы. В некоторых случаях решение достигается применением прокатных профилей, в которых возможна большая толщина стенок, чем в штампованных профилях.

Возможно, наконец, облегчить условия работы лонжеронов при кручении за счет крепления поперечин к стенкам лонжеронов. Рама такой конструкции, естественно, имеет меньшую жесткость при кручении, чем рамы, у которых поперечины укреплены к полкам лонжеронов. Однако при этом и для грузовых автомобилей большой грузоподъемности сохраняется обычная схема рамы и снижается вес по сравнению с весом из прокатных профилей.

Противоречие между условиями прочности при изгибе и кручении может проявиться в некоторых случаях не на всей длине лонжерона, а только на отдельных его участках. В этом случае применяют крепление к стенке лонжерона отдельных поперечин, расположенных в зонах недостаточной прочности при кручении. Вследствие необходимости обеспечения прочности отдельных изолированных участков лонжеронов приходится также принимать различные комбинированные конструкции (например, поперечины крепят за одну из полок и за стенку лонжерона).

В зоне расположения платформы верхняя полка лонжерона при кручении оказывается менее нагруженной, чем нижняя полка. При изгибе нижняя растянутая полка лонжерона также оказывается в более тяжелом положении в отношении долговечности, чем верхняя полка. В связи с этим в средней части рамы целесообразно крепить поперечины к верхней полке и стенке лонжерона, а в передней части рамы — к нижней полке и стенке.

Поперечины можно крепить к стенкам лонжеронов в сочетании с дополнительными усилителями, обеспечивающими необходимую величину момента сопротивления в наиболее нагруженной

части рамы. При этом усилители также необходимо крепить только к стенке лонжерона. В рамах трехосных автомобилей обычно оказывается сильно нагруженным небольшой участок вблизи кронштейнов задней подвески. Целесообразно в этом случае применить указанную выше конструкцию с дополнительным усилителем.

Практика показывает, что при постановке различных усилителей на лонжерон нужно соблюдать известные предосторожности, чтобы не вызвать резкого изменения жесткости, так как это обычно служит причиной поломки лонжерона у края усилителя. При креплении усилителя только к стенке лонжерона сохраняется свобода деформации полок лонжерона при кручении и тем самым устраняется опасность поломок. Иногда может оказаться рациональной постановка усилителя между поперечинами с заделкой концов усилителя в местах крепления поперечин к лонжеронам.

Во всех случаях необходимо иметь в виду, что рамы стандартного типа современных грузовых автомобилей имеют весьма малую жесткость при кручении и работают в условиях больших деформаций всех элементов. При таком положении резкие изменения жесткости участков, местные технологические дефекты (гофр полка), неудачно расположенная сварка, жесткая заделка полка при установке различных кронштейнов, т. е. все то, что может вызвать резкое изменение характера деформации на небольшом участке, может вызвать поломки на этих участках.

На прочность лонжеронов оказывают также большое влияние различные отверстия и особенно отверстия под заклепки в полках лонжеронов. На нагруженных участках лонжеронов не следует располагать отверстия слишком близко к краю полки, так как эти отверстия могут стать очагами концентрации напряжения и образования поломок. Опыт показывает, что отверстия в полках должны быть удалены от края полки лонжерона на расстоянии не менее двух с половиной или трех диаметров отверстия. При увеличении ширины полки лонжерона, конечно, облегчается расположение заклепок. Однако следует иметь в виду, что с увеличением ширины полки, как это видно из формулы (275), увеличивается секториальная координата и, следовательно, снижается прочность лонжерона при кручении. Кроме того, в случае чрезмерного увеличения ширины полки снижается устойчивость профиля и при прочих равных условиях увеличивается расход металла.

## ПОПЕРЕЧИНЫ

На рамах грузовых автомобилей применяют поперечины открытого и закрытого профиля, хотя поперечины закрытого профиля обеспечивают известные преимущества. Это объясняется, по-видимому, соображениями технологического характера (более

простой конструкцией поперечин открытого профиля). В ряде случаев при поперечинах открытого профиля возможно более простое крепление смежных деталей. Это относится особенно к последней поперечине, которая обычно используется для установки сцепного устройства, а также к передней поперечине, используемой для крепления передней опоры двигателя.

Преимуществом поперечин закрытого профиля является значительно более высокая жесткость при кручении по сравнению с жесткостью поперечин открытого профиля.

Общее количество и место расположения поперечин, устанавливаемых на рамах обычных грузовых автомобилей, определяется следующим. Поперечины следует устанавливать в местах крепления кронштейнов рессор; одну среднюю поперечину используют для крепления кабины и одну заднюю — для крепления сцепного устройства. Иногда в средней части устанавливают еще одну поперечину для правильного крепления запасного колеса и топливного бака к лонжеронам (автомобиль МАЗ-200).

В зоне задних кронштейнов передних рессор обычно расположена опора двигателя, что затрудняет установку нормальной поперечины. В связи с этим поперечину в этом месте либо совсем не ставят, либо укрепляют поперечину специальной формы (автомобиль ГАЗ-51). В некоторых случаях необходимость установки поперечины в зоне задних кронштейнов передних рессор может быть полностью устранена, если задний конец рессоры имеет такую конструкцию опоры, которая исключает возможность передачи на лонжерон крутящих моментов.

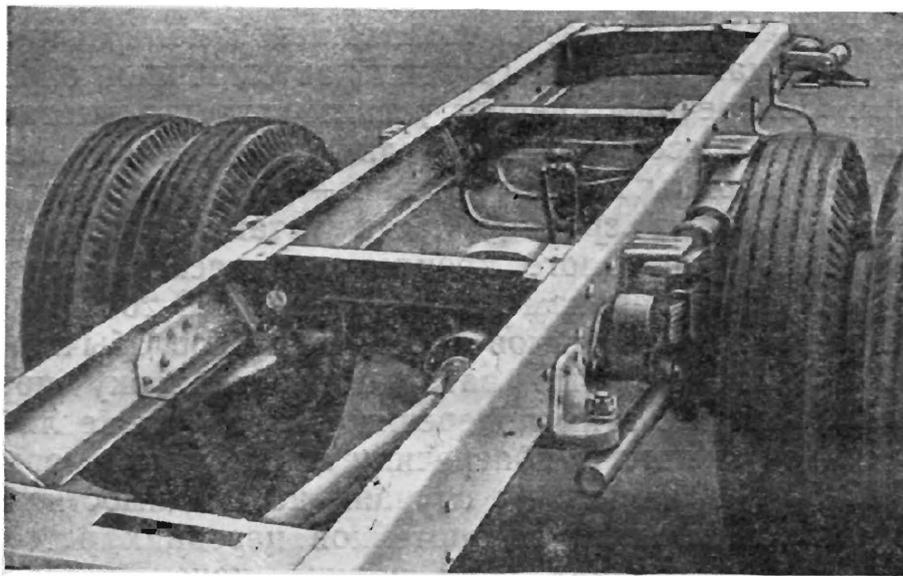
Размеры поперечин определяют из условий их работы при кручении. Поперечины открытого профиля рассчитывают по нормальным напряжениям стесненного кручения. В поперечинах закрытого профиля нормальные напряжения стесненного кручения не имеют существенного значения и их следует рассчитывать по касательным напряжениям чистого кручения. Кроме того, размеры поперечин нужно назначать с учетом действующих на них нагрузок — изгибающих усилий и моментов.

Изгибающие нагрузки создаются весом агрегатов автомобиля, опирающихся на поперечины. На передние поперечины передается вес силового агрегата, на среднюю поперечину — вес кабины и т. п. Местные моменты в основном нагружают поперечины, примыкающие к кронштейнам рессор. В некоторых случаях на поперечины передается момент от веса запасного колеса и бензобака. Указанные моменты и нагрузки вызывают изгиб поперечин, вследствие чего сечения поперечин должны иметь достаточный момент сопротивления изгибу.

При расчете поперечин на местные изгибающие нагрузки целесообразно принять во внимание, что жесткость лонжерона на кручение мала по сравнению с жесткостью поперечин на изгиб. В связи с этим при расчете поперечин на изгиб местными нагрузками можно пренебречь опорными моментами, возникающими

вследствие противодействия лонжеронов изгибу поперечин. В случае принятия этого предположения расчет поперечин на изгиб местными нагрузками сводится к расчету балки на двух опорах.

В качестве поперечин открытого профиля обычно применяют штампованные поперечины швеллерного профиля. Примером такой конструкции может служить рама автомобиля ЗИЛ-150 (см. фиг. 52), имеющая поперечины швеллерного профиля, штампованные как одно целое с косынками. Поперечину швеллерного

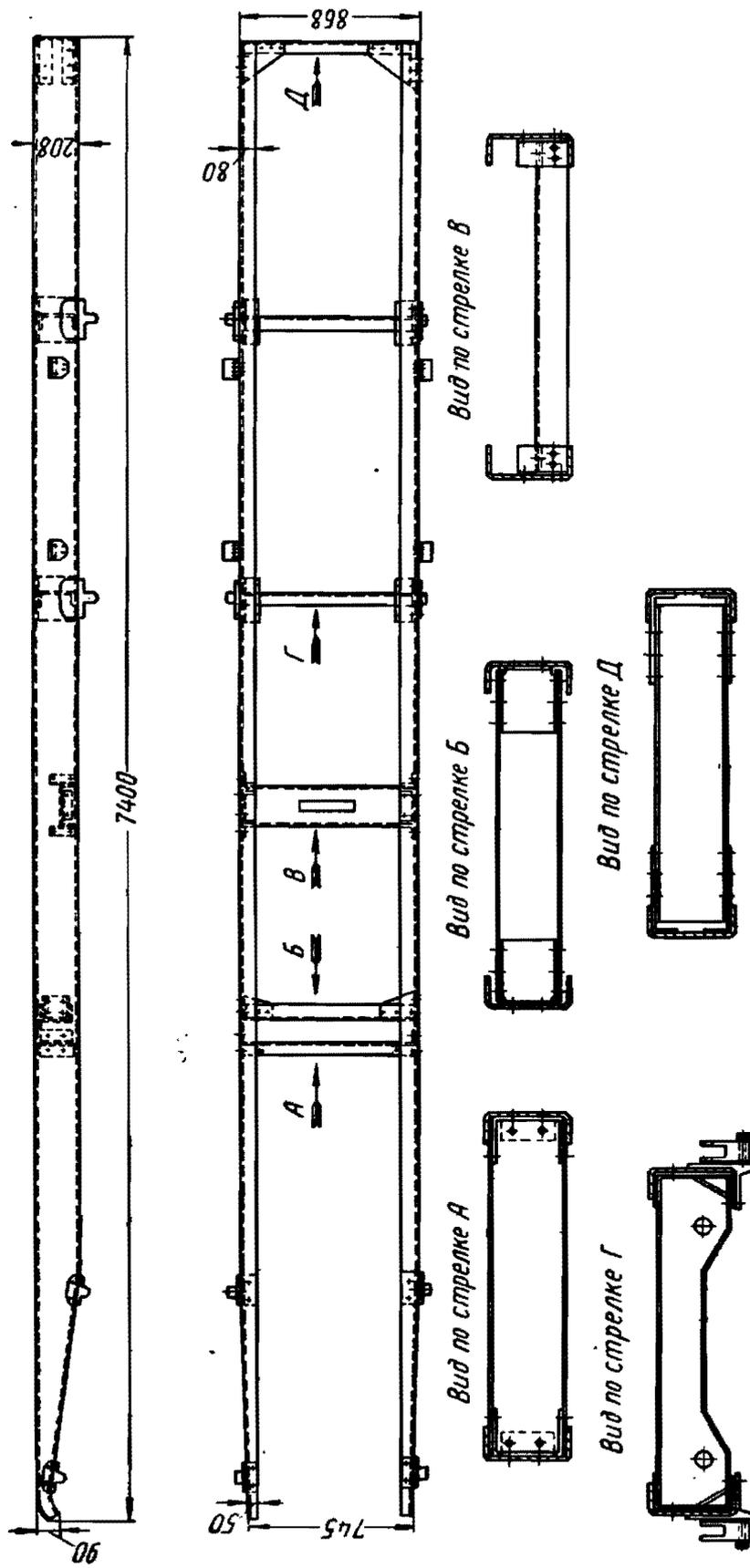


Фиг. 102. Рама автомобиля Броквей 148D-1.

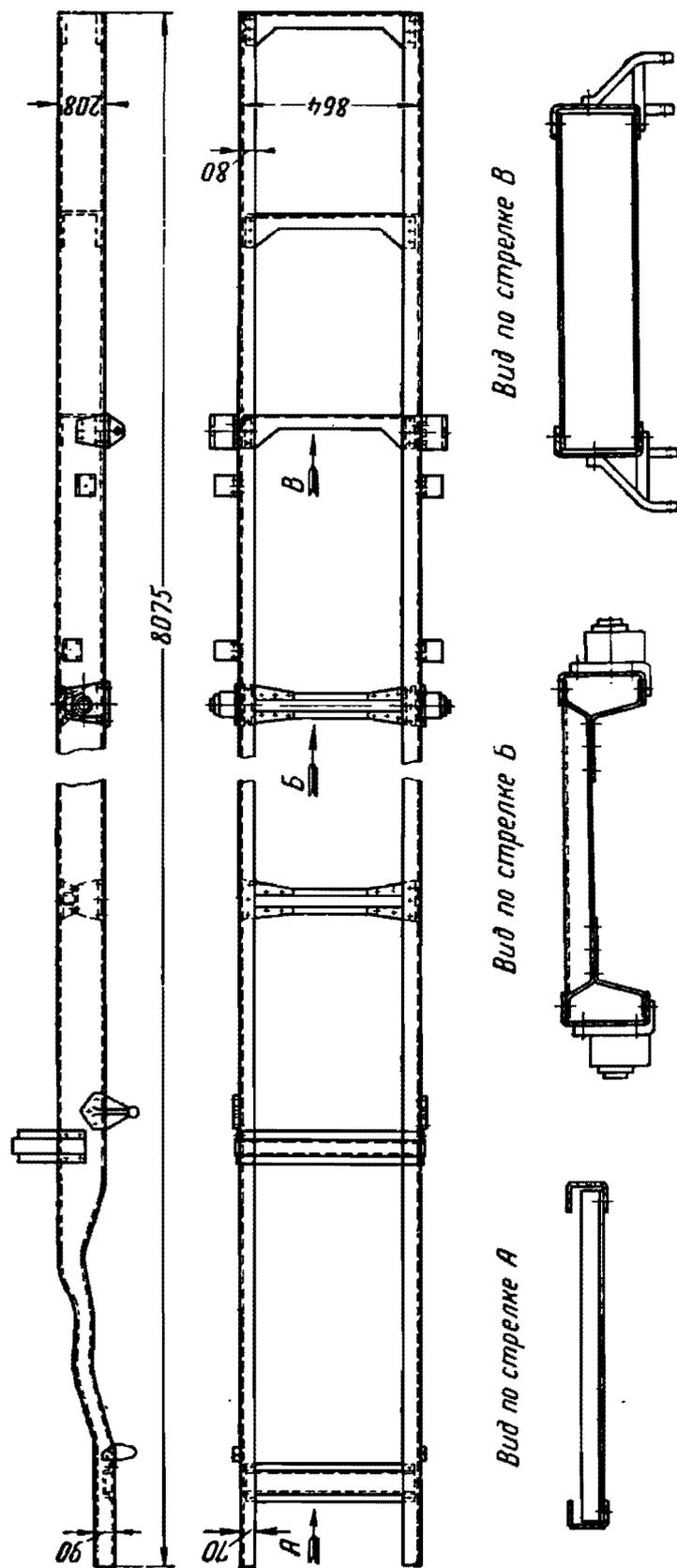
профиля можно прикреплять с помощью отдельных косынок. Примером такой конструкции может служить пятая поперечина рамы ГАЗ-51 (см. фиг. 54). Крепление поперечин открытого профиля к стенке лонжерона или к стенке и нижней полке видно на фиг. 102. Чертеж этой рамы показан на фиг. 103.

Применяется также другой способ установки поперечин швеллерного профиля с горизонтальным расположением стенки и вертикальным расположением полок. В этом случае полки обычно имеют отогнутые наружу фланцы; сечение поперечин получается таким же, как у передних поперечин рам автомобилей ГАЗ-51 и МАЗ-200 (см. фиг. 60, 63). Отогнутые наружу фланцы позволяют уменьшить величину секториальной координаты у края сечения. При рациональном выборе размеров сечения можно получить минимальные значения секториальных координат и обеспечить значительное повышение прочности поперечины при кручении.

В раме автомобиля Даймонд-Т-622 (фиг. 104 и 105) установлены передние и средние поперечины открытого профиля с отогнутыми фланцами и задние три поперечины швеллерного

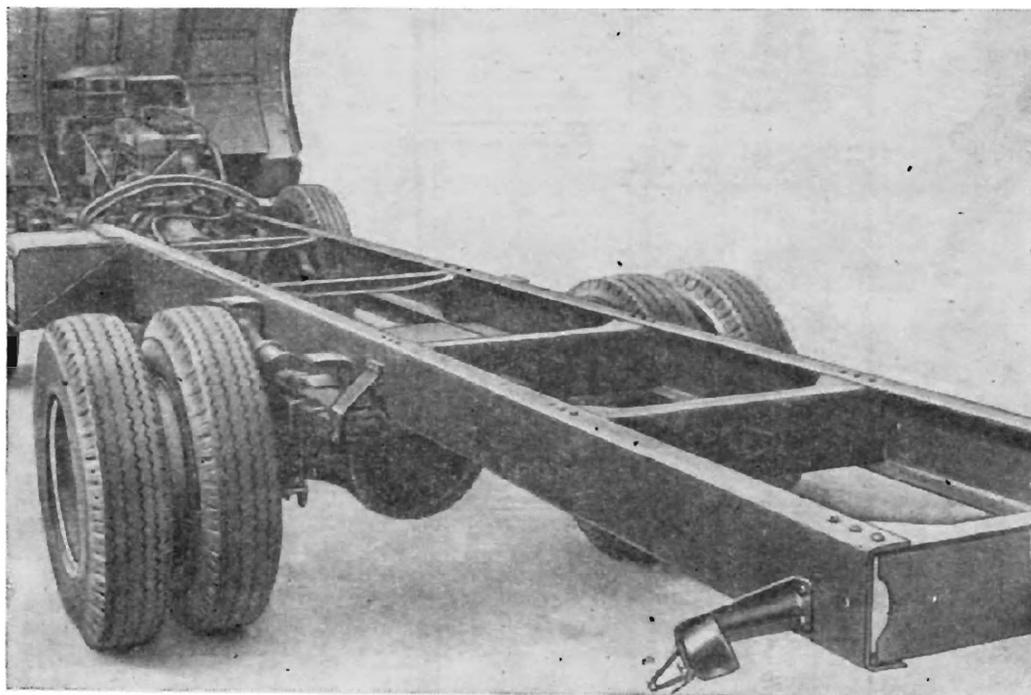


Фиг. 103. Чертеж рамы автомобиля Броквей-148D-1.

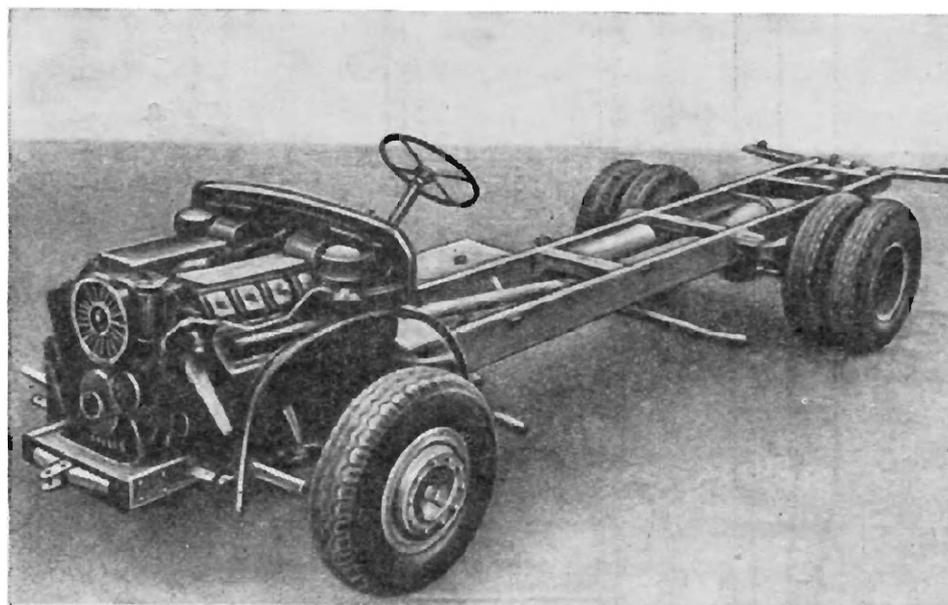


Фиг. 104. Чертеж рамы автомобиля Даймонд-Т-622.

профиля с вертикальным расположением швеллера. Лонжерон рамы этого автомобиля имеет пластинчатый усилитель в средней части, прикрепанный к стенке лонжерона (на фиг. 104

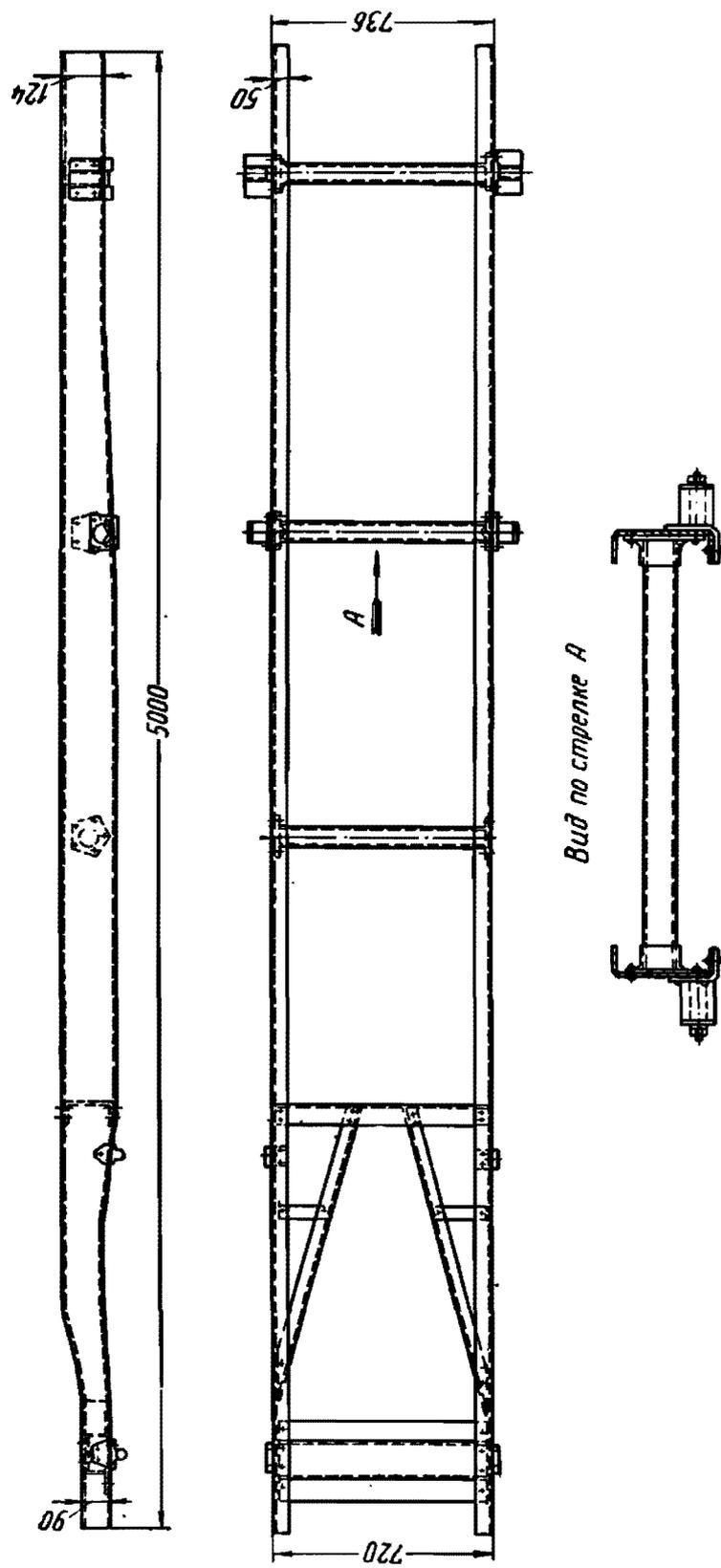


Фиг. 105. Рама автомобиля Даймонд-Т-622.

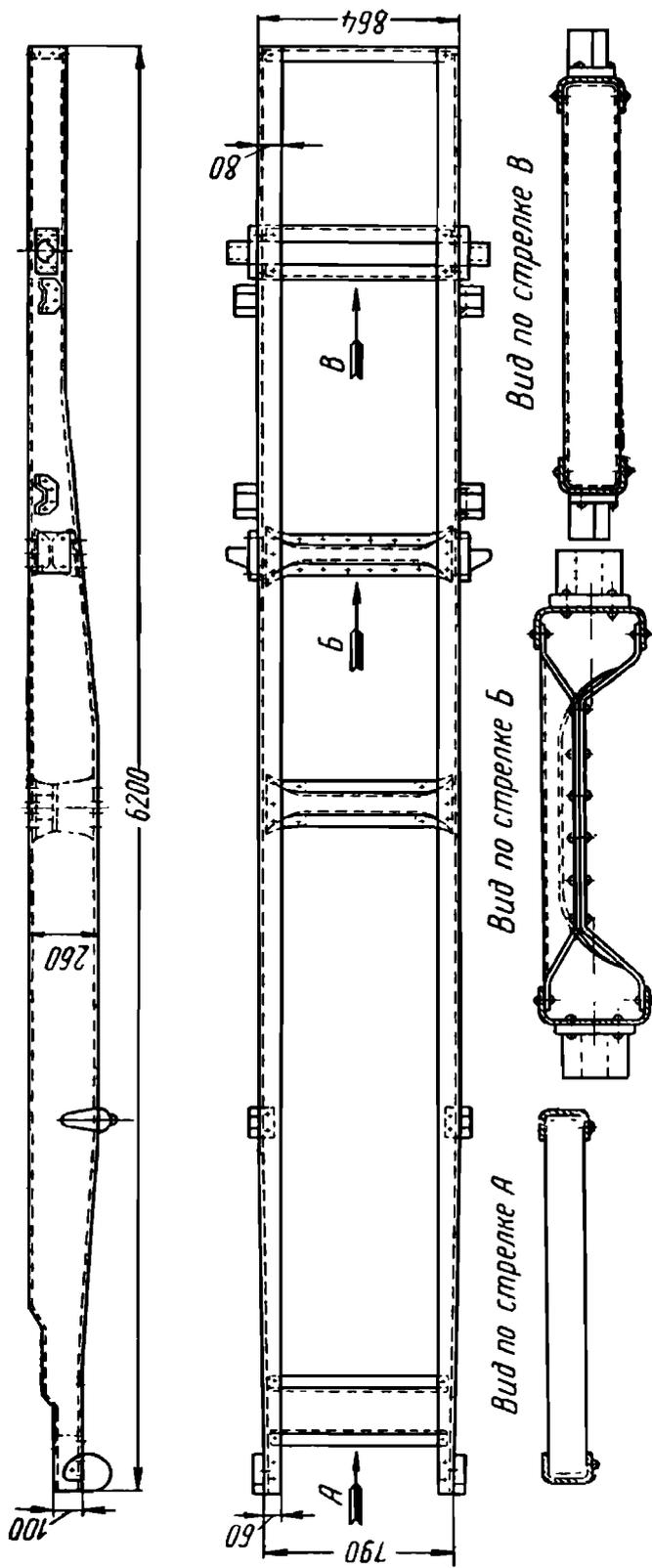


Фиг. 106. Шасси автомобиля Магирус-Дейц грузоподъемностью 6,5 т.

усилитель не показан). Швеллерные поперечины без отогнутых фланцев применены на раме автомобиля Магирус-Дейц (фиг. 106).



Фиг. 107. Рамы автомобиля Опель-Блиц.

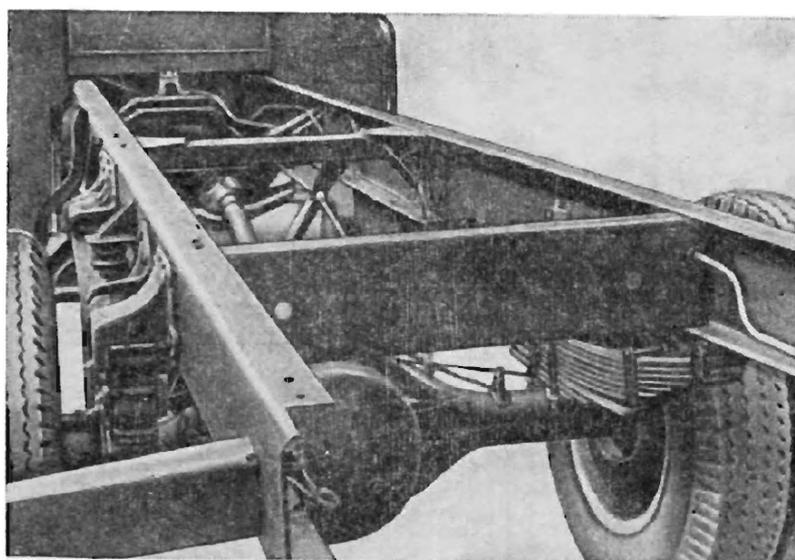


Фиг. 108. Рама автомобиля Додж СЗ-ТА8.

Наиболее часто применяемые поперечины закрытого профиля имеют прямоугольное сечение. Закрытый профиль образуется соединением заклепками верхней и нижней частей поперечины. Заклепки размещаются на фланцах верхней и нижней части поперечины. Закрытые поперечины такого типа применяются на рамах автомобилей ГАЗ-51 и МАЗ-200 (фиг. 54, 56).

Сравнительно реже применяют трубчатые поперечины круглого или овального сечения. Примером такой конструкции может служить рама автомобиля Опель-Блиц, имеющая поперечины круглого сечения (фиг. 107).

В некоторых рамах применяются в различных комбинациях все описанные выше типы поперечин. Например, в раме автомобиля Додж СЗ-ТА8 (фиг. 108) первая и вторая поперечины рамы этого автомобиля имеют открытый профиль с отогнутыми флан-



Фиг. 109. Рама автомобиля Бедфорд.

цами, третья поперечина — закрытый прямоугольный профиль; четвертая поперечина образована двумя не соединенными между собой стержнями швеллерного профиля; пятая поперечина имеет швеллерный профиль. Пластинчатый усилитель приклепан к стенке лонжерона в средней его части (на фиг. 108 усилитель не показан).

Как уже отмечалось выше, поперечины можно крепить либо к полкам лонжеронов, либо к их стенкам, в зависимости от степени нагруженности лонжеронов при кручении рамы. Возможно также комбинированное крепление поперечин к одной из полок и стенке лонжерона. Примерами такого комбинированного крепления поперечин могут служить рамы автомобилей Бедфорд и Рио (фиг. 109—112).

У автомобиля Бедфорд в передней части рамы поперечины прикреплены к нижней полке и стенке лонжерона (вид по стрелке А), а в задней части поперечина укреплена к верхней полке и стенке лонжерона (вид по стрелке В). Такой способ крепления

поперечин соответствует изложенным в предыдущем разделе общим положениям. У автомобиля Рио-F-22R1 первая поперечина присоединена к нижней полке и стенке лонжерона, вторая и третья поперечины — к стенке лонжерона, четвертая поперечина — к верхней полке и стенке лонжерона. При этом как у автомобиля Рио-F-22R1, так и у автомобиля Бедфорд указанные поперечины крепят к лонжеронам с помощью специальных косынок довольно сложной формы.

Рама автомобиля Студебекер-2E-28B (фиг. 113 и 114) имеет в средней части поперечины закрытого профиля, причем одна из поперечин (вид по стрелке А) прикреплена к верхней полке и стенке лонжерона.

В данном случае крепление поперечины к лонжерону осуществляется без дополнительных косынок; соответствующие крепежные фланцы штампованы как одно целое с верхней и нижней половинами поперечины.

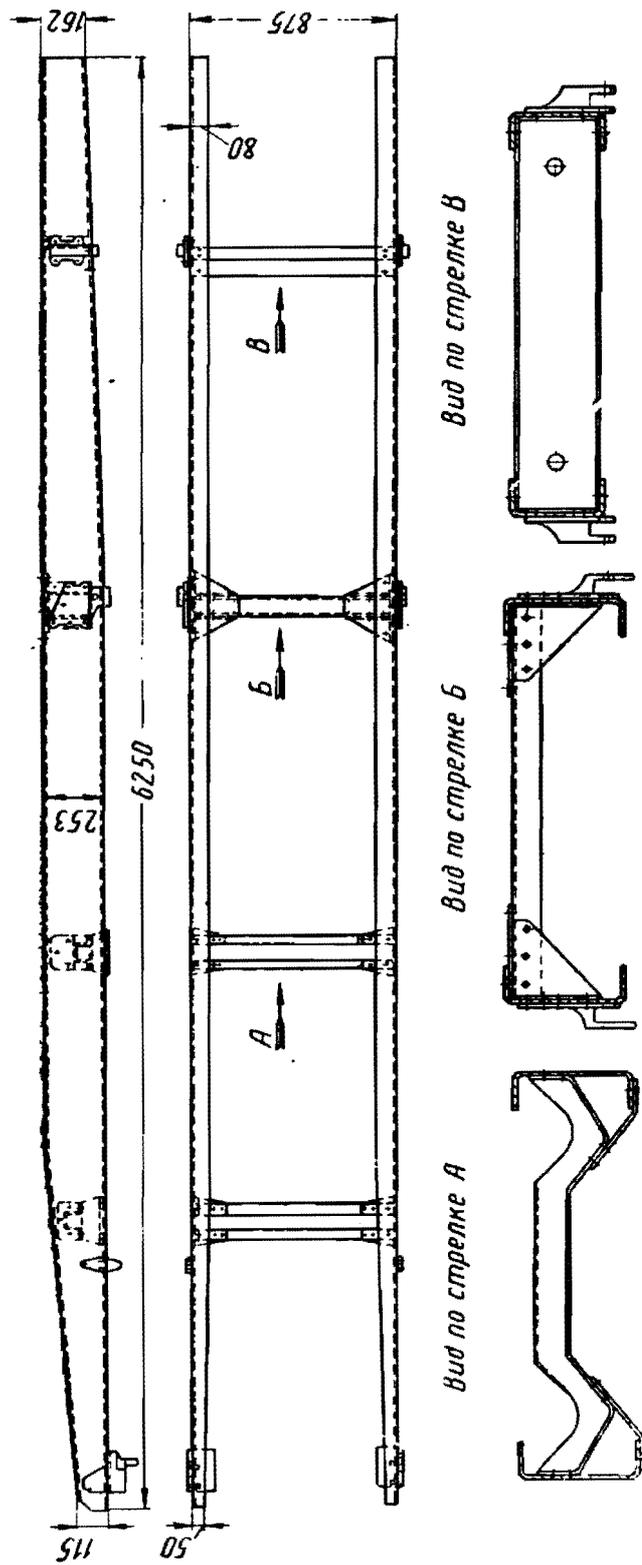
В некоторых рамах поперечины соединены с лонжеронами с помощью сварки. Такая конструкция применена на рамах автомобилей Мерседес-Бенц и Феномен-Гранит. В раме автомобиля Мерседес-Бенц (фиг. 115) поперечины вварены в стенку лонжеронов; выходящие наружу концы поперечин образуют кронштейны рессор. Следует отметить, что сварные конструкции в настоящее время применяются редко.

### ПЕРЕДАЧА НАГРУЗОК НА РАМУ

Нагрузка на раму передается через кронштейны крепления рессор, кабины, двигателя, опоры платформы и т. п. В конструкции элементов, воспринимающих нагрузки, необходимо учитывать ряд факторов.

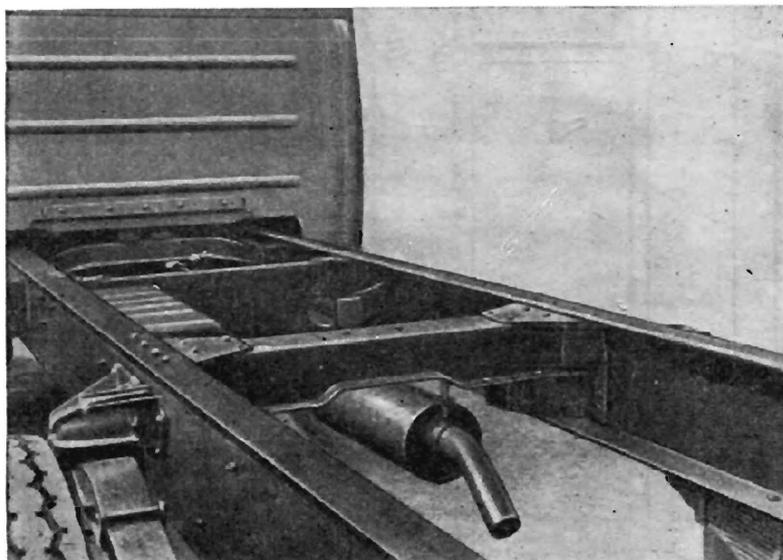
Если в месте передачи нагрузки на раму возможно возникновение сосредоточенного крутящего момента, то его обязательно нужно передавать на поперечину, которая в этом случае устанавливается в месте приложения нагрузки. Это относится к кронштейнам рессор, запасного колеса, бензобака и т. п.

При передаче нагрузки на раму в нескольких точках, значительно удаленных одна от другой, необходимо учитывать, что рама стандартного типа обладает малой жесткостью на кручение и имеет большие деформации, которые вызовут значительные относительные перемещения точек приложения нагрузок. Это обстоятельство особенно важно при креплении к раме сравнительно жестких объектов (кабины, жесткого цельнометаллического кузова и т. п.) или таких объектов, нормальные функции которых нарушаются при больших деформациях рамы. При установке на раму кабины или жесткого кузова предусматривается возможность относительных перемещений опорных точек без передачи больших усилий за счет установки упругих элементов (пружин, резиновых деталей и т. п.).



Фиг. 110. Чертеж рамы автомобиля Bedford.

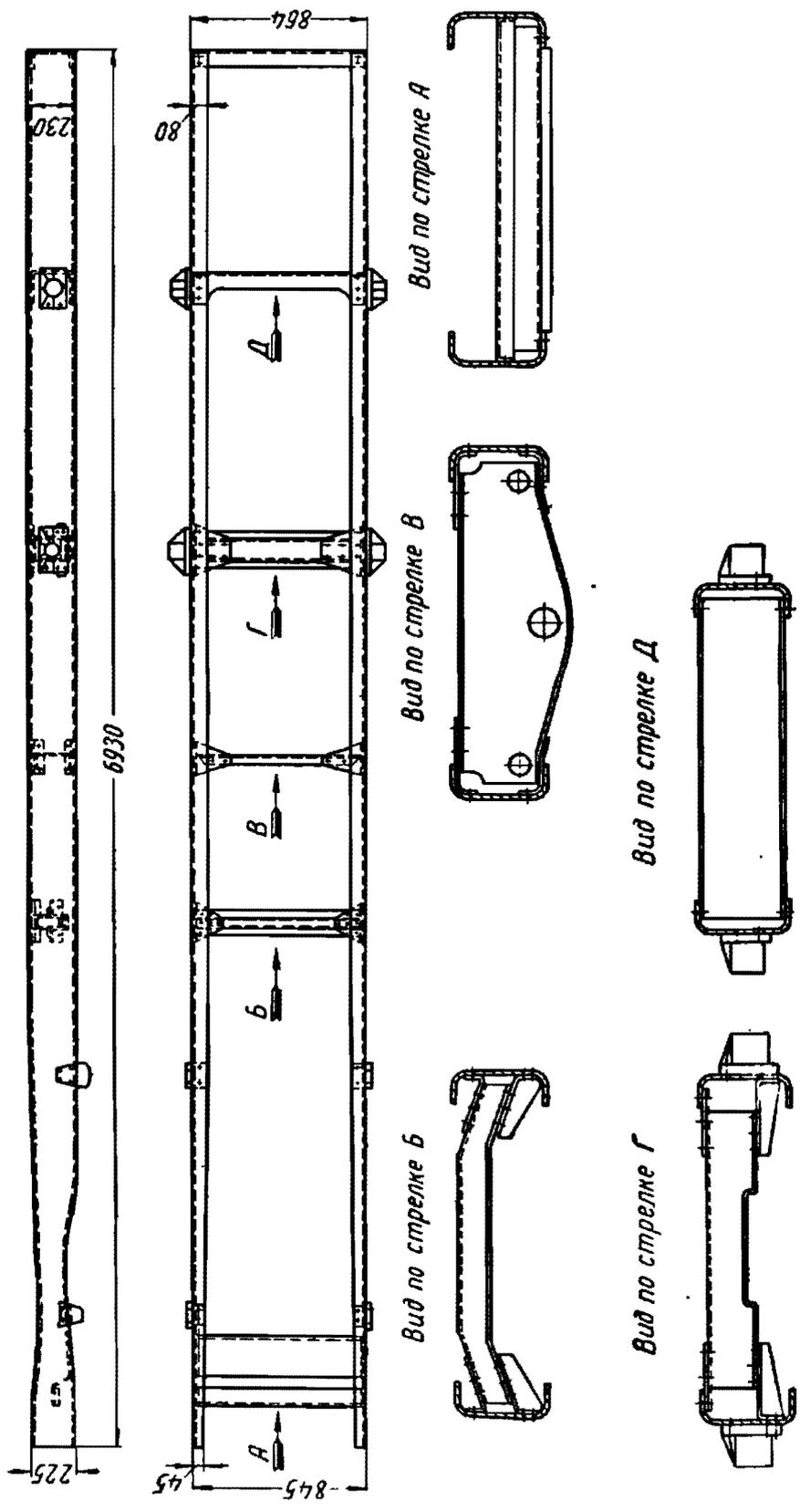
Специфические явления возникают при установке на раме кузова самосвала, который крепится к раме в двух точках сзади, а в передней части свободно опирается на лонжероны. При кручении рамы контакт между передней частью кузова самосвала и лонжеронами не остается постоянным. В некоторые моменты один из лонжеронов может оторваться от кузова, что вызовет значительную перегрузку второго лонжерона. Поэтому необходимо проектировать кузов самосвала с малой жесткостью на кручение; при этом деформации рамы будут сопровождаться соответ-



Фиг. 111. Рама автомобиля Рио-F-22R1.

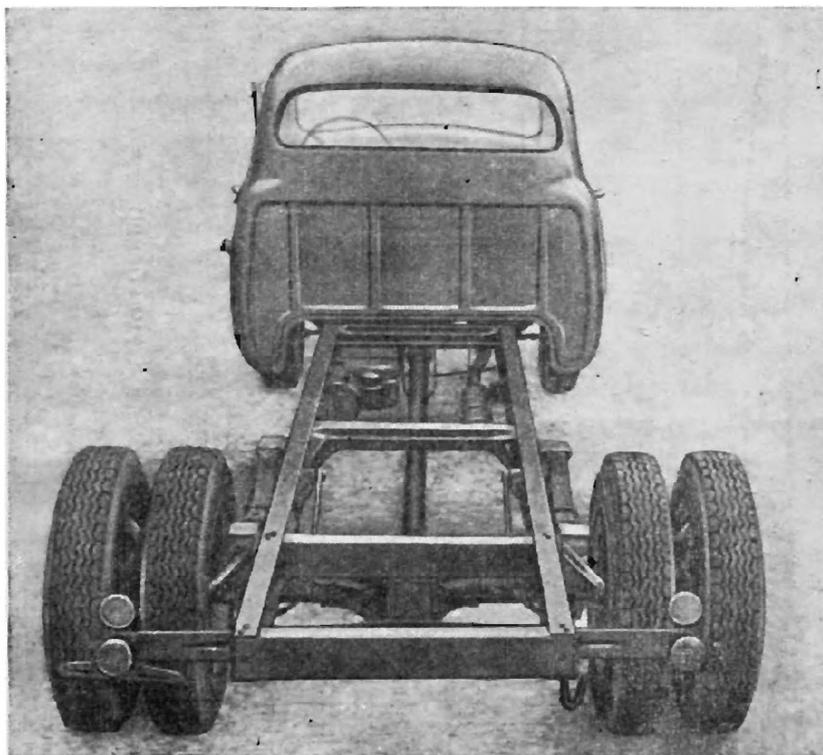
ствующими деформациями кузова без значительного перераспределения нагрузок между лонжеронами.

Правильная передача нагрузок от кронштейнов на раму обеспечивается не только установкой поперечин против соответствующих кронштейнов, но и характером крепления кронштейнов к лонжеронам. В настоящее время применяются два способа крепления. При первом способе кронштейн крепят к стенке и нижней полке лонжерона, при втором способе — только к стенке лонжерона. По первому способу, например, выполнено крепление кронштейнов задних рессор у автомобиля ГАЗ-51 (см. фиг. 54), по второму способу — у автомобилей ЗИЛ-150 и МАЗ-200 (см. фиг. 52 и 56). Второй способ крепления кронштейнов имеет известные преимущества, так как нижняя полка лонжерона в этом случае освобождается от непосредственного восприятия нагрузки, что способствует повышению прочности лонжеронов. В связи с этим у грузовых автомобилей большой грузоподъемности чаще всего применяется второй способ крепления кронштейнов задних рессор. Среди приведенных ранее примеров зарубежных конструкций первый способ крепления задних рессор применен только на раме автомобиля Даймонд-Т-622 (фиг. 104 и 105), на всех остальных автомобилях применен второй способ крепления.



Фиг. 112. Чертеж рамы автомобиля Рио-Ф-22R1

Особый способ крепления кронштейнов задних рессор применен на раме автомобиля Броквей-148Д-1 (фиг. 102 и 103). Вертикальный фланец кронштейна прикреплен к стенке лонжерона, а горизонтальный фланец — к нижней полке вставного элемента, служащего для крепления поперечины к лонжерону и приваренного к поперечине. При таком способе крепления нижняя полка лонжерона также свободна от непосредственного воздействия нагрузки. Отметим, что данная конструкция кронштейна в известной степени предопределяется особенностями конструкции задней

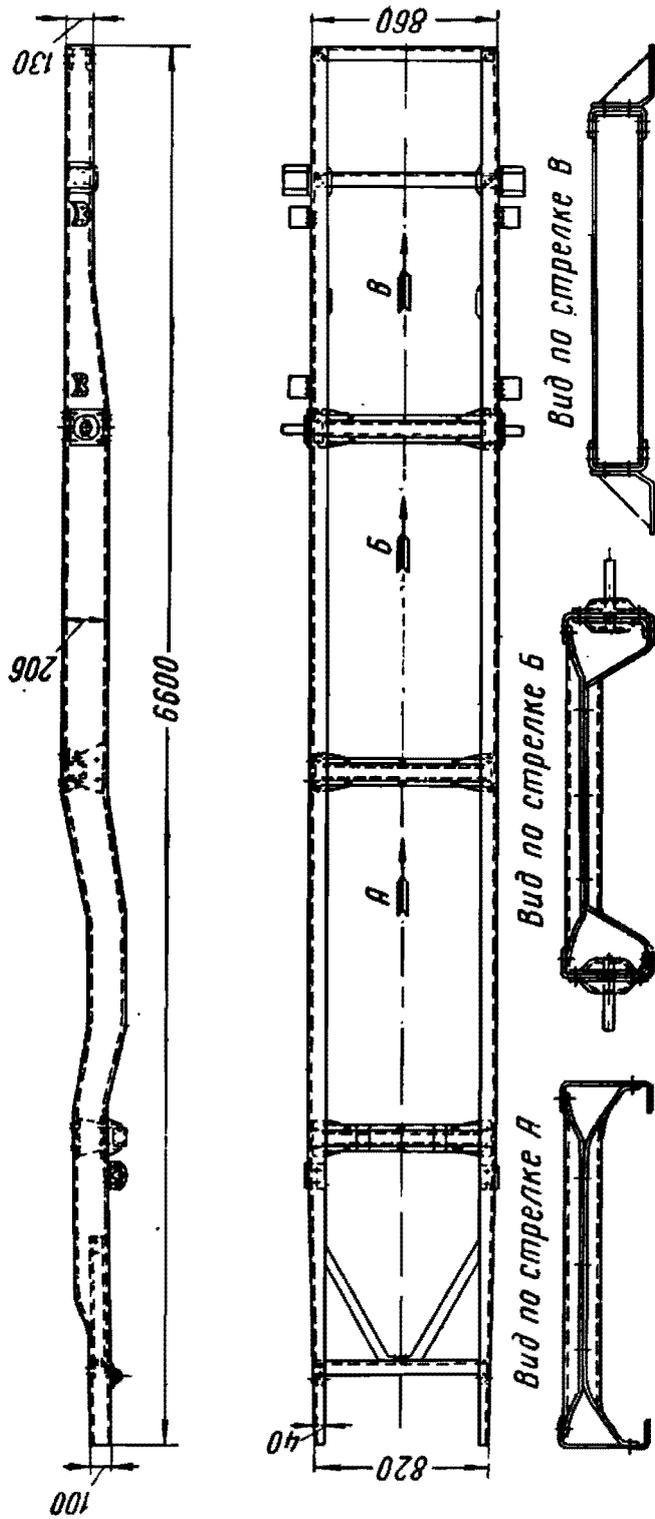


Фиг. 113. Рама автомобиля Студебекер-2Е-28В.

подвески этого автомобиля (сережки рессор направлены вверх и работают на растяжение).

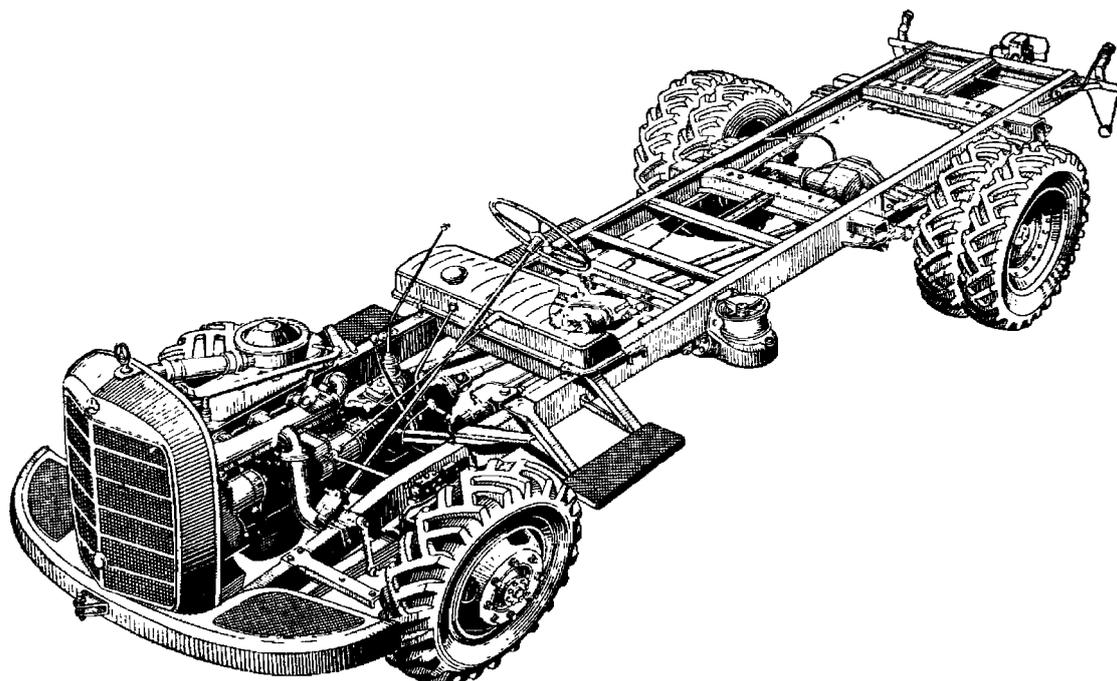
Описанный выше способ крепления кронштейнов задней рессоры к полке лонжерона и поперечине (или элементу, служащему для крепления поперечины к лонжерону) применяется также в конструкции трехосных автомобилей (например, в автомобиле ЯАЗ-210). Для трехосных автомобилей особенно желательно освобождение нижней полки лонжерона в зоне крепления кронштейна подвески ввиду больших сосредоточенных нагрузок, передаваемых на лонжерон от задней подвески. Крепление кронштейна к стенке лонжерона и поперечине является, по-видимому, наилучшим для трехосных автомобилей.

Выше уже отмечалось, что при передаче на один лонжерон нагрузки от запасного колеса, бензобака и других аналогичных деталей возникает сосредоточенный момент. Для устранения его неблагоприятного влияния на прочность лонжерона необходимо



Фиг. 114. Чертеж рамы автомобиля Студебекер.

точки крепления запасного колеса, бензобака и др. располагать в местах установки поперечин. Можно также применять такую конструкцию крепления, которая обеспечивает передачу нагрузки



Фиг. 115. Шасси автомобиля Мерседес-Бенц грузоподъемностью 3,5 т.

на оба лонжерона и либо полностью исключает передачу крутящего момента на лонжероны, либо значительно его уменьшает, например как у автомобиля Бедфорд.

#### КЛЕПКА РАМ

Рамы грузовых автомобилей собирают преимущественно путем холодной клепки.

При соединении сравнительно тонких деталей путем холодной клепки тело заклепки заполняет отверстие в деталях, и заклепки работают на срез. Соединения, выполненные горячей клепкой, работают принципиально иным образом. После остывания длина заклепок сокращается, и соединенные детали плотно прижимаются одна к другой. Прочность соединения обеспечивается трением между прижатыми деталями, а заклепки в этом случае работают на растяжение. Таким образом, прочность соединения в случае горячей клепки сохраняется до тех пор, пока внешняя нагрузка не превысит сил трения между склепанными деталями; после этого деформации такого соединения резко возрастают, а заклепки начинают работать на срез.

В связи с такими особенностями горячей клепки соединение сравнительно тонких деталей этим методом оказывается не вполне удовлетворительным. При больших относительных деформациях такое крепление деталей рам может ослабнуть, а реальные запасы прочности заклепок оказываются неиспользованными. Более

## Основные характеристики шасси и рам грузовых автомобилей

Модель автомобиля	База в мм	Вес автомо- биля с пол- ной нагрузкой в кг	Вес шасси автомобиля, сухой в кг	Вес снаря- женного авто- мобиля в кг	Грузо- подъем- ность в кг	Размер шин в дюймах	Длина рамы в мм	Размеры наиболь- шего сечения лонжеронов в мм	Полный вес рамы в кг
ГАЗ-51 . . . . .	3300	5 210	2126	2 560	2 500	7,50—20	5435	190—65—5,5	240
Форд-F-500 . . . . .	3910	6 804	2080	—	~4 000	7,50—20	6860	235—65—6,35	276
Додж-G6-129 . . . . .	3280	6 804	2065	—	~4 000	7,50—20	5190	—	210
Студебекер-2E-28B . . . . .	3940	6 804	2120	—	~4 000	7,50—20	6635	206—70—5,5	—
УралЗИС-355М . . . . .	3824	7 010	2660	3 360	3 500	8,25—20	—	—	331
ЗИЛ-150 . . . . .	4000	8 150	3370	3 935	4 000	9,00—20	6558	225—80—6,35	392
Додж С-3-ТА8 . . . . .	3947	10 200	3026	—	~6 000	9,00—20	6245	258—80—8	440
Рио-F-22R1 . . . . .	4055	9 980	3126	—	~6 000	10,00—20	6970	228—80—6,5	406
Даймонд-T-622 . . . . .	4100	10 430	3085	—	~6 000	9,00—20	8075*	208—80—8	—
Бедфорд . . . . .	3962	—	—	3 700	5000—6000	8,25—20	6250*	253—80—6,35	—
Броквей-148-Д-1 . . . . .	4630	11 800	4231	—	~7 000	10,00—20	7400*	—	—
МАЗ-200 . . . . .	4520	13 710	—	6 485	7 000	12,00—20	6930	260—80—8	712
ЯАЗ-210 . . . . .	5750	23 525	—	11 300	12 000	12,00—20	9370	—	—
Опель-Блиц . . . . .	3300	3 640	—	1 740	1 750	6,00—18	5000*	—	—

\* Без буферов.

равномерная работа соединения получается при холодной клепке тонких деталей. Горячая клепка применяется при установке на раму толстостенных деталей, а также в местах, где отсутствуют значительные деформации деталей. В частности, горячая клепка применяется при установке на раму кронштейнов рессор, кронштейнов подрессорников и т. п. При этом для обеспечения необходимой прочности соединения с внутренней стороны лонжерона крепят накладки, а также ставят достаточное число заклепок.

### ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШАССИ И РАМ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

В предыдущих разделах приводились примеры конструкций рам ряда грузовых автомобилей. Конструкция и размеры рамы грузового автомобиля тесно связаны с конструкцией и грузоподъемностью всего шасси. Поэтому в табл. 51 приводятся основные данные по шасси и рамам ряда грузовых автомобилей, а в табл. 52 — весовые данные по отдельным частям рам некоторых

*Таблица 52*

**Вес рам грузовых автомобилей и дополнительного  
оборудования к ним (в кг)**

Модель автомобиля	Рама с кронштейнами рессор	Кронштейны запасного колеса	Передние буфера	Буксирное устройство без раскосов	Рама в сборе
ГАЗ-51 . . . . .	197,5	10,1	16,3	16,1	240
Форд-F-500 . . . . .	246,5	7,5	22,0	—	276
Додж-G6-129 . . . . .	189,0	—	21,0	—	210
ЗИЛ-150 . . . . .	352,0	15,2	23,0	34,8	392
Додж-C3-TA8 . . . . .	411,4	—	28,6	—	440
Рио-F-22R1 . . . . .	358,3	17,1	30,6	—	406

грузовых автомобилей. Таблицы составлены на основании данных, полученных путем обмера и взвешивания автомобилей; в ряде случаев использованы фирменные данные.

Прямое сопоставление приводимых в таблицах данных затрудняется рядом обстоятельств, в частности, особенностями в определении грузоподъемности автомобилей американского производства, а также различиями в условиях эксплуатации автомобилей разных стран. В связи с этим приводимые в таблицах данные носят главным образом иллюстративный характер.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Бочаров Н. Ф., Расчет автомобильных рам на прочность, сборник «Автомобиль», МВТУ, вып. 61, Машгиз, 1955.
  2. Бычков Д. В., Мрощинский А. К., под ред. В. З. Власова, Кручение металлических балок, Госстройиздат, 1945.
  3. Бычков Д. В., Расчет балок и рам из тонкостенных элементов, Стройиздат, 1948.
  4. Власов В. З., Тонкостенные упругие стержни, издат. Физматгиз, 1959.
  5. Вагоны, под ред. М. В. Винокурова., Трансжелдориздат, 1953.
  6. Гельфгат Д. В., Ошноков В. А., Измерение напряжений в автомобильной раме при дорожных испытаниях, «Автомобильная и тракторная промышленность» № 8, 1954.
  7. Гельфгат Д. В., Ошноков В. А., Расчет рам грузовых автомобилей на кручение, «Автомобильная и тракторная промышленность» № 10, 1955.
  8. Гельфгат Д. В., Ошноков В. А., Расчет лонжеронов рам на изгиб статической нагрузкой, «Автомобильная промышленность» № 2, 1958.
  9. Горбунов Б. Н., Стрельбицкая А. И., Теория рам из тонкостенных стержней, Гостехиздат, 1948.
  10. Горбунов Б. Н., Стрельбицкая А. И., Приближенные методы расчета вагонных рам из тонкостенных стержней, Машгиз, 1946.
  11. Джанелидзе Г. Ю., Пановко Я. Г., Статика упругих тонкостенных стержней, Гостехиздат, 1948.
  12. Егоров Л. А., Испытания автомобильных рам, «Автомобильная и тракторная промышленность» № 12, 1950.
  13. Кан С. Н., Пановко Я. Г., Элементы строительной механики тонкостенных конструкций, Оборонгиз, 1952.
  14. Котляр С. И., Экспериментальное исследование автомобильных рам при статических нагрузках, Труды НАМИ, вып. 58, Машгиз, 1950.
  15. Снитко И. К., Теория расчета автомобильных рам, диссертация, МАДИ, 1944.
  16. Уманский А. А., Кручение и изгиб тонкостенных авиаконструкций, Оборонгиз, 1939.
  17. Хельдт П., Шасси автомобиля, перевод с английского, Машгиз, 1949.
  18. Bergmann W., Die gestaltfestigkeit von Lastfahrzeugrahmen insbesondere bei Verbindungsbeanspruchungen, „ATZ“, № 1—2, 1955.
  19. Garrett T. K., Automobile Dynamic Loads, „Automobile Engineer“, II, т. 43, № 563, 1953.
  20. Essers E., Fahrzeuggewichte — Bankräfte — Staßenschädigung, „ATZ“, № 1—2, 1956.
-

## СОДЕРЖАНИЕ

От редактора . . . . .	3
Предисловие . . . . .	4
<b>Общие сведения . . . . .</b>	<b>5</b>
Назначение и устройство рамы . . . . .	5
Нагрузки, действующие на раму . . . . .	6
Экспериментальное определение динамических нагрузок . . . . .	19
Экспериментальное определение напряжений в рамах в дорожных условиях . . . . .	29
Расчетные случаи и допускаемые напряжения . . . . .	42
<b>Элементы теории стержневых систем . . . . .</b>	<b>46</b>
Введение . . . . .	46
Изгиб и кручение стержня . . . . .	47
Геометрические и секториальные характеристики стержней . . . . .	62
Частные случаи кручения стержней . . . . .	75
Работа узлов рамы при стесненном кручении . . . . .	82
Основные зависимости для плоских рам . . . . .	90
<b>Расчетные размеры и характеристики сечений рамных стержней . . . . .</b>	<b>99</b>
Расчетная схема рамы . . . . .	99
Геометрические и секториальные характеристики сечений рамных стержней . . . . .	106
Жесткость стержней рамы при кручении . . . . .	113
Приведенный момент инерции и угловая жесткость рамы при кручении . . . . .	126
<b>Расчет рам на изгиб . . . . .</b>	<b>130</b>
Расчет лонжеронов рамы на изгиб статической нагрузкой . . . . .	130
Учет местной статической крутящей нагрузки . . . . .	140
Учет динамической нагрузки при изгибе лонжеронов . . . . .	140
<b>Расчет рам на кручение . . . . .</b>	<b>167</b>
Определение внутренних силовых факторов . . . . .	167
Определение напряжений при кручении рамы . . . . .	179
Приближенные формулы для нормальных и касательных напряжений при кручении рамы . . . . .	193
Испытания рам на кручение . . . . .	195
<b>Конструкция рам грузовых автомобилей . . . . .</b>	<b>207</b>
Основные схемы рам грузовых автомобилей . . . . .	207
Лонжероны . . . . .	210
Поперечины . . . . .	212
Передача нагрузок на раму . . . . .	221
Клепка рам . . . . .	227
Основные характеристики шасси и рам грузовых автомобилей . . . . .	229
<b>Литература . . . . .</b>	<b>230</b>

Г е л ь ф г а т Давид Бениаминович,  
О ш н о к о в Владимир Аминович

**РАМЫ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ**

Переплет художника *Ю. И. Соколова*  
Технический редактор *В. Д. Элькинд*  
Корректор *А. М. Усачева*

---

Сдан в производство 13/VII 1959 г. Подписано  
к печати 13/XI 1959 г. Т-10563. Тираж 4000 экз.  
Печ. л. 14,5. Уч.-изд. л. 15,0. Бум. л. 7,25.  
Формат 61×92<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Зак. 3/329

---

Типография № 3 Госгортехиздата,  
Ленинград, ул. Салтыкова-Щедрина, 54

8 р. 50 к.  
9 1. 1-1001 г.  
185



МАШГИЗ

Москва, Третьяковский проезд, 1

РАМЫ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ