

А 29.238

А К А Д Е М И Я Н А У К У С С Р

Выпуск

ИНСТИТУТ ЭЛЕКТРОСВАРКИ

№ 75



В О П Р О С Ы СВАРНОГО ВАГОНОСТРОЕНИЯ

(СБОРНИК СТАТЕЙ)

ИЗДАТЕЛЬСТВО АКАДЕМИИ НАУК УССР
КИЕВ — 1941

Научные труды Института электросварки АН УССР

напечатанные и сданные к печати

1. *Є. О. Патон, Л. Ф. Пославський та ін.* Спрощені випробіт машини місцевого виробництва. 1932.
2. *Є. О. Патон і Г. А. Шульте.* Мостові опорні частини зварного типу. 1932.
3. *Є. О. Патон, М. І. Козловський і В. В. Шеверницький.* Добирання раціонального методу підсилювати зварний шов аркушів. 1932.
4. *Є. О. Патон і В. В. Шеверницький.* Підсилення штованих трямів наварюванням аркушів. 1932.
5. *Є. О. Патон і В. В. Шеверницький.* Як впливає довжина бокових швів на їх міцність. 1932.
6. *Є. О. Патон і В. В. Шеверницький.* Підсилення штованих злук боковими швами. 1932.
7. *Є. О. Патон і Л. Н. Новоборський.* Добирання раціонального типу стрижнів, зварених з двох кутівок. 1932.
8. *Є. О. Патон.* Таблиці для проектування дерев'яних і сталених мостів. 1932.
9. *Є. О. Патон і М. І. Козловський.* Як впливає порядок зварювання на міцність стиків двотетуваних трямів. 1933.
10. *В. І. Зайчик.* Оздоровлення праці при дуговому електрозварюванні. 1933.
11. *Є. О. Патон і В. В. Шеверницький.* Праці в галузі електрозварних конструкцій. 1933.
12. *П. П. Бушметт.* Праці з галузі електрозварної апаратури. 1934.
13. *В. В. Поляк.* Натоплювання рейок і перехресть. 1935.
14. *Є. О. Патон і Б. М. Горбунов.* Опір зварних балок при пластичних деформаціях під повторним навантаженням. 1935.
15. *В. В. Поляк.* До питання про натопки на плоскі сталні деталі. 1935.
16. *Є. О. Патон і Б. М. Горбунов.* Порядок зварювання двотаврових балок. 1935.
17. *Є. О. Патон і Б. М. Горбунов.* Електрозварні конструкції в чорному металургійному будівництві. 1935.
18. *П. П. Бушметт.* Електродний дріт для автоматичного зварювання. 1934.
19. *П. П. Бушметт.* Автомат для дугового електрозварювання. 1935.
20. *Є. О. Патон і В. В. Шеверницький.* Вплив цупкості ексцентрично прикріплених стрижнів на міцність флангових і лобових швів. 1934.
21. *Є. О. Патон, В. В. Шеверницький, А. Цольвег та др.* Альбом сварної апаратури сахарної промисловості. 1935.
22. *Є. О. Патон, М. І. Козловський і ін.* Альбом електрозварних конструкцій промислового будівництва. 1933.
23. *Є. О. Патон і В. В. Шеверницький.* Сумісна робота бокових і чолових швів. 1933.
24. *Є. О. Патон, П. П. Бушметт і В. Г. Чудновський.* Порівняння міцності електрозварних і штованих конструкцій при вібраційному обтягу. 1933.
25. *Є. О. Патон і В. В. Шеверницький.* Вплив місцевого нагріву на листовий зварочний метал. 1933.
26. *Б. М. Горбунов і Х. М. Йофе.* Зварний міст з клепанними вузлами. 1933.
27. *Є. О. Патон, Б. М. Горбунов і Д. О. Берштейн.* Опір зварних сполук при вібраційному навантаженні. 1935.
28. *П. П. Бушметт і Л. М. Кульберг.* Дослідження стабілізації зварної дуги і методи будови стабілізуючих обмозок. 1936.
29. *П. П. Бушметт і Л. М. Кульберг.* Вплив тонких обмозок на швидкість топлення електродів. 1936.
30. *П. П. Бушметт.* Технологія автоматичного дугового зварювання. 1936.
31. *П. П. Бушметт.* Роботи Інститута електросварки АН УССР в області механізації дугової-сварки. 1936.
32. *М. І. Чатамбайян.* Атомно-водневе зварювання. 1936.

33. Є. О. Патон, В. М. Горбунов, Д. О. Берштейн і К. І. Дзевалтовський. Усадкові напруги при зварюванні циліндричних посудин. 1936.
34. Є. О. Патон і В. В. Шейверницький. Невідбортвані сферичні днища зварних посудин. 1936.
35. Т. М. Слуцька. Порівняння зварного і клепаного швів щодо корозії в умовах другого корпусу випарника Зейдаака. 1936.
36. Є. О. Патон, В. М. Горбунов, Д. О. Берштейн. Зварювання таврів з попереднім вигином. 1937.
37. В. І. Дятлов. Розробка електродних покриттів для одержання зварного шва, стійкого проти старіння. 1937.
38. Є. О. Патон і П. Г. Гребельник. Міцність електрозварних швів на зварному залізі. 1933.
39. Є. О. Патон, П. П. Буштетт і др. Альбом станков для автоматической сварки. Пояснительная записка к альбому. 1937.
40. Є. О. Патон, В. М. Горбунов і Д. О. Берштейн. Вплив зсідальних напруг на міцність зварних конструкцій. 1937.
41. М. І. Чаталбаш'ян. Електродугове зварювання вугільними електродами. 1937.
42. В. І. Дятлов. Характеристика існуючих товстих покриттів для зварювання маловуглецевої сталі. 1937.
43. О. М. Сидоренко. Тиратронні переривачі для електричного контактного зварювання. 1937.
44. В. І. Дятлов і Т. М. Слуцька. Розробка електродних покриттів для зварювання хромонікельової нержавкої сталі. 1937.
45. В. І. Дятлов і А. А. Казиміров. Вплив морозу на зварні шви і випукання морозостійких швів. 1937.
46. Збірник робіт про механічні властивості зварних швів. 1937.
47. Збірник праць Інституту електрозварювання АН УРСР.
48. П. П. Буштетт. Механізація виробництва зварних бочок. 1937.
49. О. М. Сидоренко. Електричний підігрів металу перед дуговим зварюванням. 1937.
50. Збірник, присвячений 40-літтю наукової діяльності акад. Є. О. Патона. 1937.
51. П. П. Буштетт і В. І. Дятлов. Автоматичне зварювання якісних швів електродним дротом діаметром до 6 мм. 1938.
52. А. А. Казиміров. Механизация изготовления котлов железнодорожных цистерн. 1938.
53. П. П. Буштетт і В. І. Дятлов. Автоматичне зварювання стрижневими електродами великого діаметра з якісним покриттям. 1938.
54. В. І. Дятлов і І. І. Фрумін. Виготовлення товстих електродних покриттів із синтетичних шлаків. 1938.
55. Збірник „Автоматичне зварювання котлів і посудин“. 1938.
56. О. М. Сидоренко. Визначення фізичних властивостей контактів при зварюванні точками маловуглецевої сталі.
57. Ф. Є. Сороківський. Металічні екрани для просвічування зварних швів. 1938.
58. М. І. Чаталбаш'ян. Вольтова дуга в умовах зварювання вугільним електродом.
59. Збірник „Автоматичне електрозварювання балок“. 1938.
60. Разработка типа электрода и режима наплавки износостойких крестовин. 1939.
61. Сборник „Электросварка в вагоностроении“. 1938.
62. Сборник статей по сварным рельсовым стыкам.
63. В. В. Шейверницький і Т. М. Слуцька. Гарячі і холодні тріщини в зварних швах при електродуговому зварюванні маловуглецевої сталі.
64. О. М. Сидоренко. Визначення енергетичного балансу при точковому зварюванні маловуглецевої сталі.
65. В. І. Дятлов і І. І. Фрумін. Стабілізуючі покриття для автозварювання на змінному струмі.
66. П. П. Буштетт і М. І. Чаталбаш'ян. Автоматическая сварочная головка для дуговой сварки металлическим и угольным электродом.
67. Т. М. Слуцька. Залежність між структурою і механічними властивостями зварного шва. 1940.
68. Л. О. Кульчицький. Енергетичний баланс дуги при зварюванні металічними електродами. 1941.
69. П. П. Буштетт. Автоматическая сварочная головка. Устройство, принцип работы и схемы управления. 1941.
70. М. І. Чаталбаш'ян. Полуавтоматическая электродуговая сварка угольным электродом. 1941.
71. Электроды Института электросварки Академии Наук УССР. 1941.
72. П. П. Буштетт. Технология автоматической дуговой сварки. 1941.

А К А Д Е М И Я Н А У К У С С Р

Выпуск

ИНСТИТУТ ЭЛЕКТРОСВАРКИ

№ 75

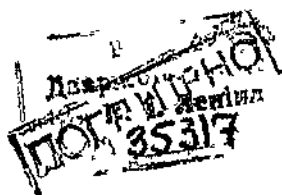
ВОПРОСЫ СВАРНОГО ВАГОНОСТРОЕНИЯ

(СБОРНИК СТАТЕЙ)

ИЗДАТЕЛЬСТВО АКАДЕМИИ НАУК УССР
КИЕВ — 1941

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА

11410461
99228



Ответственный редактор
акад. Е. О. Патон

2009

Типо-лицтография Академии Наук УССР. Киев, Артема 44

1965 1.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящий сборник содержит шесть статей, относящихся к проблеме уменьшения тары сварных вагонов. Экономическое значение этой проблемы громадно, так как помимо уменьшения количества металла и средств, затрачиваемых на изготовление вагонов, снижаются эксплуатационные расходы, т. е. стоимость перевозки мертвого груза, каковым является тара вагонов. Уменьшая только на 1 *т* вес каждого из 225000 товарных вагонов, запланированных на III пятилетку, можно сократить расход металла на 225000 *т* стоимостью 180 млн. руб., а на стоимости перевозок этих вагонов получится ежегодная экономия около 100 млн. руб.

Свои работы по облегчению тары сварных вагонов Институт направил не по пути замены обыкновенной стали 3 более прочной малолегированной сталью, а по пути 1) повышения прочности сварных соединений и 2) усовершенствования расчета сварной конструкции вагона. В результате этих мероприятий получилась возможность уменьшить сечения и вес элементов вагона.

Анализ сварных конструкций наших вагонов показывает, что многие из них несовершенны и тяжелы. Основным дефектом сварных вагонных конструкций является концентрация напряжений, вызванная нерациональной конструкцией сварных швов, в особенности угловых. При вибрационной нагрузке, которую всегда испытывают вагоны во время движения поезда, концентрация напряжений снижает прочность соединений. Совершенствуя конструкцию лобовых швов за счет недоведения их до краев и за счет плавности перехода, которая достигается пологой формой шва и стачиванием его поверхности шлифовальным камнем, можно значительно ослабить вредное действие концентрации напряжений и таким путем увеличить прочность соединения, а это дает возможность уменьшить сечения и вес элементов сварной конструкции.

Другой источник уменьшения веса вагона заключается в пересмотре метода расчета вагона. Принятый способ расчета сводится к определению напряжений от статической нагрузки и сравнению их с допускаемыми, которые для всех элементов принимаются одинаковыми. Действие ударов, которые испытывает вагон, приравнивается к действию статической горизонтальной силы в 80 *т* при том же допускаемом напряжении.

Между тем во время движения вагон работает совсем иначе, чем при статической нагрузке. Одни элементы вагона работают на вибрационную усталость, вызванную многомиллионными колебаниями на рессорах, а другие элементы вагона работают на ударную усталость, вызванную многократными ударами и толчками во время маневров, а также при трогании поезда, при торможении и проч.

Кроме этих двух основных видов работы вагона, необходимо учитывать одиночные сильные удары при маневрах с недопустимой скоростью.

Расчитывая вагон на три рода нагрузок: статическую, вибрационную и ударную, надо исходить из допускаемых напряжений разной величины.

В случае вибрационной нагрузки допускаемые напряжения зависят от количества нагрузок, от величины амплитуды переменных напряжений и от формы сварного соединения. Качество сварки влияет на прочность

значительно больше, чем в случае статической нагрузки, так как каждый дефект в сварном шве является источником концентрации напряжений.

В случае расчета на вибрационную и повторную ударную нагрузки при назначении допускаемых напряжений надо исходить из пределов усталости, причем допускаемое напряжение принимается лишь несколько (на 50 кг/см^2) ниже предела усталости.

В случае расчета на статическую нагрузку допускаемое напряжение назначают, исходя из временного сопротивления или предела текучести.

Для сварных соединений с резко выраженной концентрацией напряжений при расчете вагонов следовало бы допускать около 740 кг/см^2 . Это допускаемое напряжение можно значительно повысить, если ослабить влияние концентрации напряжений путем улучшения конструкции сварных швов. Например, если лобовые швы сделать пологими и не доводить их до краев, допускаемое напряжение можно повысить до 1030 кг/см^2 , если эти швы загладить, напряжение можно повысить до 1440 кг/см^2 .

Для определения пределов усталости основных типов сварных соединений, встречающихся в раме вагонов, а также для определения влияния концентрации напряжений на прочность сварных соединений, в 1939 г. Институт провел вибрационные испытания достаточно крупных образцов в виде балок. На основании найденных пределов усталости назначены вышеприведенные допускаемые напряжения для случая действия вибрационной нагрузки.

Для выяснения, насколько выдвинутые новые принципы проектирования сварных вагонов могут отразиться на уменьшении тары вагонов, было решено составить проект рамы и кузова крытого товарного вагона с усовершенствованными сварными соединениями. При этом удалось получить заметное уменьшение веса за счет следующих мероприятий: уменьшение сечения хребтовой балки, переход к более рациональным типам сечений элементов, рационализация сварных соединений и других конструктивных деталей. В результате вес сварной конструкции рамы и кузова, составляющий 6500 кг , удалось уменьшить на $1,8 \text{ т}$, т. е. на 28%.

В Институте также была проведена работа по облегчению тележки ЦВТ пассажирского вагона. В результате изменения схемы рамы, перехода к более рациональным трубчатым сечениям элементов и улучшения сварных соединений удалось облегчить раму тележки на 1 т .

Как указано выше, для определения пределов усталости проведены вибрационные и ударные испытания только отдельных элементов вагона; поэтому Институт признал необходимым, до внедрения новых принципов проектирования вагонов, еще раз проверить эти принципы не в лабораторных условиях, а на действительном объекте. Перед НКПС Институт выдвинул вопрос о постройке опытного облегченного товарного вагона по проекту Института и об его испытании на выносливость.

Такие испытания вагонов у нас еще не производились и не имеют ничего общего с обычными испытаниями, которые сводятся к измерению колебаний и напряжений в разных элементах опытного вагона во время движения поезда. Такие испытания не дают никакого представления о выносливости вагона и о предельном сроке его службы, что имеет наибольшее практическое значение.

При испытании опытного вагона на выносливость Институт считает необходимым сперва подвергнуть его действию заданного цикла вибрационных импульсов, а затем циклу многократных слабых ударов, кроме того, единичным сильным ударам. Если вагон выдержит положенное ему количество колебаний и ударов, это явится доказательством правильности предлагаемого метода расчета и конструирования.

Для проведения этих испытаний необходимо построить два стэнда. Стэнд для ударных испытаний, не описанный в сборнике, запроектирован в виде упора и горки, на которую вагон втягивается при помощи троса и электрической лебедки. Скатываясь с горки под действием собственного веса, вагон ударяется в упор. За три смены (в 21 час) вагон может получить 2800 ударов при скорости 3 км в час и 1300 ударов при 12 км в час.

На стэнде для вибрационных испытаний груженный вагон при помощи двух пневматических пульсаторов, подведенных под шкворневые балки, будет приводиться в колебание на рессорах. От возникающих при этом вертикальных ускорений вагон будет получать дополнительные динамические напряжения. Испытание будет продолжаться до образования трещин усталости в слабых местах конструкции. Мнение компетентных специалистов вагонного дела о новом методе проектирования вагонов представляло для Института большой интерес; поэтому в феврале 1940 г. Институт организовал в Киеве совещание из представителей Научно-технического Совета НКПС, Центрального управления вагонного хозяйства, Главтрансмаша, Научно-исследовательского института транспорта, Московского института инженеров транспорта, Баумановского машиностроительного института и Индустриального института в Орджоникидзеграде. В своей резолюции совещание „признало, что работы, произведенные Институтом в области рационализации вагонных конструкций, являются актуальными и представляют практическую ценность в деле улучшения методов проектирования и облегчения тары вагонов“.

Все работы настоящего сборника были переданы на рецензию профессору Короткевичу и старшему научному сотруднику НИИЖДТ Проскурневу.

Проф. Короткевич дал краткий, но вполне положительный отзыв о всех работах.

Ст. научный сотрудник Проскурнев, после анализа основных положений, выдвинутых в работах настоящего сборника, резюмировал свое мнение в следующем заключении: „Проведенные Институтом электро-сварки АН УССР научно-исследовательские работы в области сварного вагоностроения являются первым в СССР трудом, обобщающим современные научные взгляды на методы проектирования и изготовления сварных конструкций в применении к указанной области.“

„Как во всяком новом деле, ряд вопросов пришлось разрешить на основании, не всегда достаточных по количеству, опытных данных и пользоваться рядом предположительных соображений, которые в процессе развития изучаемого дела исправляются опытом и развитием теории. Важно выбрать рациональные методы, которые кратчайшим путем вносили бы необходимые коррективы.“

„Не умаляя поэтому ценности произведенных работ, необходимо отметить, что ряд выводов, сделанных по небольшому количеству опытных данных, должны быть уточнены в дальнейшем, путем расширения количества опытов. Изложенное относится в особенности к исследованию вибрационной прочности сварных соединений, типичных для вагоностроения.“

„Необходимо также поставить опыты по изучению вибрационной прочности при меняющемся режиме амплитуд напряжений и при комбинации ударной и вибрационной нагрузки.“

„Недостаточно уверенные положения, принятые в основу выбора эксплуатационных режимов, следует отнести к отсутствию соответствующих данных в литературе и в научно-исследовательских организациях НКПС и НКСМ.“

„Чрезвычайно ценным и важным является то обстоятельство, что все аналитические и экспериментальные данные, полученные в результате проведенных исследований, Институтом применены к конкретному объекту—крытому товарному вагону, реальное осуществление которого Институт взял на себя.

„Следует выразить пожелание, чтобы широко и энергично начатую работу Институт так же энергично продолжал дальше“.

В заключение необходимо отметить, что НИИЖДТ и НИБ Главтрансмаша дали возможность использовать материалы выполненных ими испытаний вагонов и оказывали сотрудникам Института всемерное содействие и консультации, за что Институт приносит им благодарность.

Май 1940 г.

Академик *Е. О. Патон*

Проблема прочности и веса сварных вагонных конструкций

Г. В. Раевский

Занимаясь вопросом улучшения сварных конструкций вагонов, необходимо ясно сформулировать и обосновать основное направление работы. Этому и посвящена настоящая статья.

1. Прочность и экономичность сварных конструкций вагонов

Первым и безусловным требованием, предъявляемым к вагону, является достаточная его прочность. Прочность вагона обеспечивает безопасность движения.

Можно, однако, получить одинаковую прочность с большей или меньшей затратой материала. Наконец, прочность может оказаться избыточной; такая прочность бесполезна. Более того, так как избыточная прочность связана с излишней затратой материала, то она не только бесполезна, но и, можно сказать, вредна. Таким образом, кроме первого требования достаточной прочности, возникает еще и второе требование — экономичности сварной конструкции.

Наиболее важной характеристикой экономичности вагонной конструкции, при данном материале, является ее вес. Вес не только определяет первоначальные затраты материала на изготовление вагона, но и, кроме того, влияет на эксплуатационные расходы по перевозке самого вагона.

Наряду с весом, важной характеристикой экономичности является и простота изготовления конструкции. Практическое значение этого фактора меньше, чем фактора веса конструкции, потому что сложность изготовления вызывает лишние расходы только во время постройки вагона, а увеличение веса сверх того вызывает расходы при всей последующей эксплуатации вагона.

Между требованиями облегчения веса и упрощения изготовления возникает взаимное противоречие в тех случаях, когда можно уменьшить вес путем некоторого усложнения процесса изготовления и наоборот. Противоречие это должно разрешаться путем сравнительных подсчетов стоимости с обязательным учетом эксплуатационных расходов по перевозке лишнего собственного веса вагона. Подобные подсчеты показывают, что почти всегда экономичнее несколько усложнить производство, если это позволит существенно облегчить вес.

Приведенные выше соображения можно объединить в следующей формулировке, указывающей основное направление работы по улучшению сварных конструкций вагонов.

Целью должно являться достижение минимального веса конструкций при достаточной ее прочности и при возможно более простом процессе изготовления ее на заводе.

В дальнейшем мы будем говорить иногда об облегчении веса, не упоминая о прочности, однако при этом всегда будет подразумеваться, что речь идет об уменьшении веса вагона в духе приведенной выше формулы.

Говоря о вагонах, следует учитывать не только вес, но также и их грузоподъемность. Необходимо добиваться не только минимального собственного веса вагона, но и максимальной грузоподъемности его. Чем больше грузоподъемность вагона и чем меньше его собственный вес, тем выше коэффициент полезного действия ж.-д. транспорта, так как увеличивается размер полезных перевозок грузов и уменьшаются бесполезные перевозки тары вагонов.

В связи с этим основной величиной, характеризующей рациональность конструкции вагона, должен быть так называемый коэффициент тары вагона, т. е. отношение веса вагона к грузоподъемности его. Именно это отношение, а не просто абсолютная величина тары, правильно характеризует экономичность вагона в части его веса.

Рассмотрим отдельно и немного более подробно вопросы о грузоподъемности вагонов и их собственного веса.

2. Грузоподъемность вагонов

Предельная грузоподъемность вагонов зависит от двух обстоятельств. Во-первых, от величины допускаемого давления на ось. Во избежание перегрузки железнодорожного пути допускаемое давление на ось не должно превышать по нашим нормам 20,5 т. Следовательно, вес нагруженного четырехосного вагона не должен превышать 82,0 т. Действие этой нагрузки на более мощный и более слабый путь частично выравнивается применением в случае более слабого пути меньших скоростей.

Во-вторых, во избежание перегрузки мостов погонная нагрузка на железнодорожный путь не должна превышать 6,5 т/м. Это второе требование, как правило, легко удовлетворяется приданием вагону соответствующей длины.

Фактически, однако, грузоподъемность наших вагонов округляется до числа, кратного десяти (50 т и 60 т). В результате такого округления возможная грузоподъемность наших вагонов не всегда используется.

В прилагаемой ниже табл. 1 собраны данные относительно основных типов наших вагонов¹⁾. Как мы видим, в большинстве вагонов нагрузка на ось была ниже допускаемых 20,5 т.

Таблица 1

Тип вагона	Вес вагона, т	Грузоподъем. вагона, т	Коэффициент тары	Давление на ось	Примечание
Крытый товарный	22,5	50,0	0,450	18,1	Емкость — 50 м ³ Проектирована на 60 т
Цистерна	23,0	47,0	0,490	17,5	
Гондола	19,5	60,0	0,325	19,5	
Хоппер	17,5	50,0	0,350	16,8	
Платформа	17,5	50,0	0,350	16,8	

Приведенные данные относятся к периоду до 1937 г.

В настоящее время, благодаря некоторому утяжелению гондолы и особенно платформы и увеличению грузоподъемности платформы с 50 т до 60 т, нагрузка на ось в этих вагонах приблизилась к нормированным 20,5 т. Значительно ниже 20,5 т она остается в крытом товарном вагоне и в цистерне.

Вопрос об использовании всей грузоподъемности, допускаемой по величине давления на ось, приобретает особый интерес при облегчении веса

¹⁾ ИТС, Вагоны, 1937, с. 40.

вагонов. За счет этого облегчения можно соответственно увеличивать грузоподъемность вагона.

При увеличении грузоподъемности требуется, вообще говоря, некоторое увеличение собственного веса. Очевидно, однако, что вес вагона растет медленнее, чем грузоподъемность. Так, например, при некотором увеличении грузоподъемности не требуется увеличения веса автосцепки, буферов, тормозов, крыши, буферного бруса и др. Может понадобиться лишь небольшое увеличение веса немногих элементов вагона. Поэтому более полное использование грузоподъемности ведет к уменьшению коэффициента тары вагона.

Конечно, не во всех случаях удастся использовать грузоподъемность вагонов. При перевозке очень легких грузов этого не позволяет сделать объем вагона. Однако, это ограничение касается немногих, главным образом, второстепенных грузов. Для транспорта же большое значение имеют перевозки таких массовых грузов, как руда, уголь, зерно, цемент и т. п. Объемный вес большинства этих массовых грузов позволяет нагружать вагоны до предельного давления на ось. В некоторых случаях следует поставить вопрос о более полном использовании объема вагона. Так, при перевозке зерна в крытых вагонах его нагружают до низа люков. При этом в вагоне помещается только 50 т зерна. Изменив способ погрузки так, чтобы он позволял более полно использовать тот же объем вагона, можно было бы перевозить в вагоне более 60 т зерна.

Рациональность полного использования возможной грузоподъемности, между прочим, подтверждается данными американского опыта. Наряду с номинальной грузоподъемностью американцы указывают на вагонах предельную (лимитную) грузоподъемность. Под этой грузоподъемностью они понимают как раз ту нагрузку, при которой давление на ось достигает нормированной величины. При погрузке вагона руководствуются нормой предельной грузоподъемности. Номинальная грузоподъемность лишь характеризует класс вагона.

При предлагаемом нами подходе к вопросу грузоподъемности вагона последняя не может быть задана перед проектированием, а должна получаться в результате проектирования. А так как, с другой стороны, перед проектированием грузоподъемность все таки должна быть назначена, то приходится задаваться ею приблизительно, действуя путем последовательного приближения.

3. Уменьшение веса вагона

За время своего существования, т. е. до полной амортизации, вагон должен пройти более 1 млн. километров пути. Отсюда ясно, что одна лишь тонна лишнего веса одного только вагона влечет за собой более миллиона лишних тоннокилометров перевозок для транспорта. В течение всей жизни вагона лишний его вес будет вызывать дополнительные расходы по перевозке. Это обстоятельство имеет большее значение, чем те лишние единовременные затраты металла, которые производятся при постройке вагонов.

Поясним это простым экономическим подсчетом.

На III пятилетку запланировано производство 225000 большегрузных товарных вагонов. Допустим, что собственный вес каждого вагона, при применении обычных сталей, можно будет уменьшить всего лишь на 1 т и за счет этого на 1 т увеличить его грузоподъемность. Что это может дать для народного хозяйства?

Расход металла на изготовление уменьшится на 225000 т. Считая стоимость 1 т металла в готовой конструкции, т. е. с обработкой, накладными

W 35317

расходами и пр., равной 800 руб., мы получим экономию в первоначальной стоимости вагонов около 180 млн. руб.

Кроме того, благодаря увеличению грузоподъемности можно будет несколько сократить количество заказываемых вагонов. Если бы грузоподъемность каждого вагона всегда использовалась, можно было бы уменьшить количество заказываемых вагонов приблизительно на 2%. Ввиду того, что грузоподъемность не всегда полностью используется, примем, что заказ на вагоны можно будет уменьшить только на 1%. Этот один процент означает, однако, в стоимостном выражении для периода III пятилетки около 45 млн. руб. экономии для народного хозяйства.

Мы уже указывали, что основной эффект от облегчения вагонов будет достигнут не в первоначальных затратах, а в эксплуатационных расходах. Для 225000 вагонов, выпускаемых в III пятилетке, уменьшение веса каждого из них только на 1 т дает общую экономию в объеме перевозок за все время существования вагонов, равную около 225 млрд. тоннокилометров. Ежегодная экономия от сокращения бесполезных перевозок тары вагонов будет составлять весьма солидную цифру. Считая ежегодную норму пробега вагона равной 30000 км и стоимость одного тоннокилометра равной 1,5 коп., получим ежегодную экономию на одном только вагоне в сумме 450 руб. На всех новых вагонах, выпускаемых в течение III пятилетки, эта экономия составит около 100 млн. руб. Подчеркиваем, что в данном случае речь идет о ежегодной экономии.

Приведенные цифры не претендуют на точность, но они дают представление о величине той экономии, которой можно достигнуть путем облегчения вагонных конструкций.

Эта экономия велика, во-первых, потому, что вагоны являются массовой продукцией, а вагоностроение в целом является одним из крупнейших потребителей металла. Во-вторых, эта экономия столь значительна потому, что вагоны являются транспортируемой конструкцией, и их лишний вес вызовет не только лишние первоначальные затраты на постройку, но и, главным образом, лишние транспортные эксплуатационные расходы.

Подсчитанная экономия основана на условно принятом уменьшении веса каждого вновь выпускаемого вагона на 1 т, что составляет около 5% веса вагона.

В действительности можно рассчитывать на значительно большее облегчение веса вагонов.

Экономическое значение веса вагонов у нас недостаточно учитывается. Только этим можно объяснить то, что наши вагоны в большей или меньшей степени за последние годы подвергались утяжелению.

Наиболее ярким примером является пятидесятитонная платформа. Первоначально по проекту 1932 г. хребтовая балка платформы имела составное сварное сечение площадью 166 см² ¹⁾. В проекте 1935 г. сечение было несколько увеличено в высоту, и толщина стенок и верхнего пояса была принята соответственно 10 и 12 мм вместо 8 и 10 мм. Площадь сечения при этом достигла величины 263 см². Тара платформы с хребтовой балкой из прокатных двутавров по альбому ²⁾ стала равной уже 21,8 т вместо 17,5 т.

Запасы прочности в платформе стали, наконец, настолько очевидными, что в последнее время решено поднять грузоподъемность платформы с 50 т до 60 т.

Значение собственного веса вагонов правильно оценено в последнее время американцами. Заменяя обыкновенную сталь низколегированной

¹⁾ Сборник: Транспортное машиностроение, № 11, 1938 г. Кручинин, Статические испытания 50-тонной платформы, 1935.

²⁾ Платформа четырехосная подъемной силы 50 т. Альбом чертежей, 1938.

сталью и клепанные соединения сварными, американцы значительно понизили вес вагонов и за счет этого повысили грузоподъемность.

Из стадии опытов, длившихся несколько лет, это дело переходит в стадию широкого практического применения. Так, например, ведущая фирма „Пульман“ переоборудовала один из своих заводов (в г. Мичиган — Сити) на выпуск 25 легковесных вагонов в сутки.

Надо отметить, что американцы применяют низколегированные стали главным образом в связи с их повышенной прочностью, а не в связи с их повышенной стойкостью против коррозии. Так, например, представитель фирмы „Пульман“ пишет⁴⁾, что осмотр вагонов из обычной стали, прослуживших 25 лет, показал незначительность повреждений от коррозии. По его мнению, обычная сталь вполне удовлетворительна в этом отношении. Поскольку фирма „Пульман“ усиленно пропагандирует вагоны из низколегированных сталей, то в данном случае ее нельзя заподозрить в пристрастии.

Наши вагоны, несмотря на отсутствие своевременной окраски во время мировой и гражданской войны, также сравнительно мало пострадали от коррозии, за исключением некоторых типов, в которых перевозятся грузы, способствующие коррозии.

Для нас интересен вопрос: что мы могли бы получить, применив у себя американские легковесные типы вагонов? В прилагаемой табл. 2 мы собрали данные относительно крытых вагонов следующих 4 типов: американского стандартного, американского легковесного, нашего 50-тонного и нашего возможного легковесного. Для последнего типа мы приняли достигнутый американцами коэффициент тары и, исходя из допускаемой у нас нагрузки на ось, определили грузоподъемность.

Наши вагоны отличаются от американских тем, что некоторая часть из них имеет тормозные площадки. Чтобы иметь право пользоваться американскими коэффициентами тары, мы сбросили с допускаемого веса брутто 1 т на вес этой площадки. Таким образом, допускаемый вес брутто принят нами равным 81 т.

Таблица 2

№	Характеристика	Американский крытый вагон		Наш крытый вагон	
		Стандартный	Легковесный	Стандартный	Легковесный
1	Грузоподъемность, т	56,5	60,5	50,0	63,3
2	Тара, т	20,2	16,2	22,5	17,4
3	Коэффициент тары	0,357	0,268	0,450	0,268
4	Вес брутто, т	76,7	76,7	72,5	81,0

Из таблицы видно, что вместо крытого вагона грузоподъемностью 50 т мы могли бы иметь крытый товарный вагон грузоподъемностью 63,3 т, который при этом весил бы значительно меньше существующего.

Естественно возникает вопрос — не следует ли просто позаимствовать этот американский опыт и перенести его в наши условия?

За время первой и второй пятилеток наша вагонная техника сделала огромный скачок вперед, оставив позади себя европейскую технику и выйдя вровень с американской. Этот скачок сделан в значительной степени путем заимствования американского опыта. В то время не имело смысла разрабатывать заново самим то, что уже было разработано наиболее передовой американской техникой.

⁴⁾ W. H. Mussey, Development in Car Design. Ry Mech. Eng., Dec., 1938.

Однако после того, как мы догнали в вагоностроении американскую технику, необходимо не только заимствовать вновь появляющиеся достижения американского вагоностроения, но и более решительно искать самостоятельных путей движения вагонной техники вперед. Только при этом условии можно не только догнать, но и перегнать американское вагоностроение.

Кроме того, по нашему мнению, нельзя механически переносить американский опыт в другие условия. То, что рационально и выгодно в Америке, то может иногда оказаться нерациональным и невыгодным в другой стране, в других условиях.

Поясним эту мысль примером выбора материала обшивки вагонов. Как известно, американцы делают обшивку крытых вагонов из стали. Однако надо не забывать американских условий.

Американская металлургия задыхается в условиях трудностей сбыта. С другой стороны, в США сравнительно ограниченные ресурсы леса. Этим в значительной степени объясняется то, что металлургическим трестам удалось вытеснить дерево сталью в обшивке крытых вагонов.

В случае крытых вагонов эта мера не может дать существенного облегчения веса, так как из-за отпотевания металлической обшивки все равно приходится делать, кроме внешней металлической, еще и внутреннюю деревянную обшивку.

Возникает вопрос — рационально ли заменять и у нас деревянную обшивку металлической только потому, что так делается в США? В наших условиях наряду с быстрым ростом производства металла спрос на него растет еще быстрее. Ресурсы же леса у нас колоссальные. Поэтому у нас в данное время окажется более рациональным сохранить деревянную обшивку. Во всяком случае простой ссылки на „американский опыт“ в данном вопросе недостаточно. Нужно было бы, во-первых, доказать цифрами экономичность в наших условиях замены дерева металлом, а во-вторых, учесть общегосударственные соображения, которые не могут быть выражены цифрами. Одним словом, нельзя забывать, что „все зависит от условий, места и времени“ (Краткий курс истории ВКП(б), гл. IV, разд. 2).

Мы вкратце охарактеризовали американское направление в борьбе за облегчение веса вагонов и подчеркнули необходимость критического подхода к использованию американского опыта для того, чтобы правильно решить вопрос о низколегированных сталях.

Производство низколегированных сталей уже освоено у нас в Союзе. Однако большой спрос на низколегированные стали может не позволить в ближайшие годы применить их в широком масштабе для вагоностроения. Кроме того, нельзя забывать, что низколегированные стали даже в американских условиях стоят в полтора раза дороже¹⁾ обычной стали. Отсюда ясно, какое огромное значение имела бы возможность найти пути облегчения вагонов и при применении обыкновенной стали.

Нашу работу мы посвятили вопросу облегчения веса сварных конструкций вагона, сделанных только из обычной низколегированной стали. Этот путь более труден, чем путь заимствования американского опыта. Однако этот путь не противопоставляется нами применению низколегированных сталей. Полное или частичное применение низколегированных сталей во многих частях вагона сможет дать дополнительное облегчение веса.

¹⁾ Железнодорожный транспорт в третьей пятилетке. Сборник № 1, 1939. Г. В. Витин, Пассажирские и грузовые вагоны (см. с. 118).

4. Прочность сварных вагонных конструкций

Мы поставили перед собой задачу облегчения веса товарных вагонов. Возникает естественно вопрос, за счет чего это может быть сделано? Такой вопрос вполне уместен, так как некоторые типы наших вагонов в эксплуатации показали, в отдельных местах, недостаточную прочность, в результате чего вагоны были усилены и, следовательно, утяжелены.

Облегчение веса должно быть сделано, главным образом, за счет повышения прочности теми методами, которые не требуют затраты лишнего материала. Применяя конструкции повышенной прочности, можно увеличить полезную нагрузку на вагон, понизив коэффициент тары. Наоборот, при той же полезной нагрузке можно уменьшить сечение элементов и облегчить вес вагона. Рассмотрим более подробно некоторые пути к уменьшению сечения элементов вагона и общего веса вагона. Мы будем касаться только рамы и кузова товарного вагона.

а) Рационализация конструкций узлов сварных соединений. Как известно, разрушение сварных конструкций вагонов происходит, как правило, либо по сварке, либо еще чаще по основному металлу возле сварки. Важнейшей причиной этих разрушений является то, что швы представляют резкие местные изменения сечения, и поэтому возле швов и в швах возникают местные перенапряжения, так называемая концентрация напряжений.

Это явление не опасно для мягкой стали в случае статической нагрузки, но оно представляет большую опасность в случае повторных нагрузок или в случае ударов. И то и другое имеет место в вагонах.

Можно сказать, что в случае повторных нагрузок сварной элемент по своей длине неравнопрочен. Он ослаблен в местах концентрации напряжений, главным образом возле узлов. Так как рассчитывать прочность приходится по слабому месту, то, очевидно, в остальной своей части элемент имеет излишек прочности. Достаточно уменьшить концентрацию напряжений в узлах, чтобы можно было безопасно допустить на элемент значительно большие нагрузки.

В узлах имеется концентрация напряжений от двух причин: от расположения швов, вызывающего неравномерное течение силового потока и общую неравномерность напряжений, и от резкого изменения сечения у начала самого шва, что вызывает местную концентрацию напряжений.

Местную концентрацию напряжений можно уменьшить разными способами, например, путем применения стыковых швов вместо валиковых. Стыковые швы, однако, требуют большой точности заготовки деталей, скашивания кромок под сварку, аккуратной сборки и, наконец, высокого качества самой сварки. Изготовление конструкций при применении стыковых швов усложняется.

Вместе с тем, только при условии тщательного выполнения стыковые швы позволяют обеспечить прочность при повторных нагрузках.

Другим методом уменьшения местной конструкции напряжений является обработка валиковых швов переносным наждачным кругом или фрезой. Очевидно, что и этот способ, как и предыдущий, неудобен для производства, так как он усложняет и удорожает его.

Мы предложили применить дологие швы без обработки, а также сосредоточить внимание на общей концентрации напряжений и в качестве меры борьбы с последней делать особое размещение швов и в частности применить недоведение лобовых швов до кромок листов¹⁾. Этот спо-

¹⁾ См. статью автора в этом сборнике „Вибрационная нагрузка вагонов и вибрационные испытания сварных узлов вагонного типа“.

соб позволяет в достаточной для вагонов мере повысить прочность соединений. Вместе с тем он никаких производственных затруднений не вызывает.

б) Рационализация схемы конструкции. Путем изменения схемы конструкции можно в ряде случаев добиться облегчения веса конструкции. В некоторых случаях целесообразно применить принцип концентрации материала в немногих, но более мощных стержнях. Так, например, в торце крытого вагона можно выбросить раскосы, несколько усилив за счет этого стойки так, чтобы образовалась достаточно мощная безраскосная рама.

Можно получить также экономию в весе элементов, рационально выбрав направление раскосов, сделав более рациональной разбивку панелей и т. п.

в) Применение рациональных типов сечения. Для хребтовой балки, например, большое значение имеет осевая нагрузка от удара автосцепки. В этом случае замкнутое, трубчатое сечение будет целесообразнее открытого сечения.

Сечение буферного бруса, которое сейчас осуществляется в виде несимметричного сварного швеллера, при ближайшем рассмотрении оказывается мало рациональным, так как от ударов буферный брус работает на изгиб. Наибольшие растягивающие напряжения возникают на краях горизонтальных полок, сильно удаленных от нейтральной оси. Поэтому сечение мало используется. Изменив тип сечения на симметричное, можно получить ту же прочность при меньшей площади сечения.

г) Устранение эксцентриситетов. Эксцентриситеты в соединениях вызывают дополнительные напряжения, которые понижают расчетную и фактическую прочность.

Поэтому, устранив эксцентриситеты, можно при тех же внешних силах уменьшить напряжения и площадь сечения элемента, не уменьшая его прочности.

Эксцентричных креплений в существующих типах вагонов довольно много. В частности автосцепка прикрепляется эксцентрично по отношению к хребтовой балке; буферный брус эксцентрично прикрепляется к боковой балке, элементы решетки боковых ферм — к их поясам.

д) Удаление излишних запасов прочности. Не имея научно обоснованных данных для расчета вагона, проектировщики, естественно, стремились затратой лишнего металла гарантировать прочность конструкций.

Удаляя излишние запасы прочности, необходимо добиваться равнопрочности конструкции во всех ее элементах, узлах и деталях. Существующие конструкции вагонов явно неравнопрочны. В то время, как в большинстве мест имеется излишняя прочность, в других местах, наоборот, прочность недостаточна. Удаление излишних запасов прочности не означает поэтому уменьшения прочности повсюду. Наоборот, в некоторых местах прочность должна быть повышена.

Такое углубленное проектирование вагона, конечно, сейчас не под силу какой-либо проектной организации. Необходима научная разработка всех возникающих вопросов, сопровождающаяся экспериментальными исследованиями. Эти исследования должны дать материалы для проектирования.

е) Применение основного металла должного качества. К металлу для вагона должно быть предъявлено требование достаточной ударной вязкости как при обычных температурах, так и на морозе. В технических условиях на сталь для вагонов следует включить требования определения ударной вязкости как при нормальной, так и при пониженной температуре.

Действительно, если получаются трещины из-за плохого качества металла, то неправильно, а иногда и бесполезно, бороться с ними путем увеличения площади сечения элементов. Необходимо принять меры против того, чтобы на производство не попадал плохой металл.

Другим важным вопросом является свариваемость основного металла, т. е. пригодность его для сварки. Из-за неподходящего химического состава основного металла в швах или в основном металле возле швов при сварке могут образоваться трещины, которые в дальнейшем при эксплуатации и приводят к разрушению вагона. Разработав и применив методы контроля свариваемости металла, можно от многих случаев разрушения вагонов избавиться.

ж) Применение электродов должного качества. Обыкновенные мелевые электроды дают наплавленный металл с очень низкой ударной вязкостью. При применении качественных электродов ударная вязкость получается примерно в десять раз большей.

з) Улучшение качества сварки. Здесь речь должна идти не только о выполнении на производстве известных требований по улучшению качества сварки, но и о некотором изменении характера требований к качеству швов. Так, например, раньше требовалось, чтобы валиковые швы были выпуклые и имели „усиленное“ сечение „по биссектрисе“. Давая достаточную прочность швам, это при повторных нагрузках создавало интенсивную концентрацию напряжений в основном металле у основания швов.

Необходимо информировать практических работников о том, что при расположении швов перпендикулярно усилиям надо, в случае динамических нагрузок, делать пологие швы с неравными катетами, что в таких случаях „усиленные“ швы вредны. Необходимо сделать широкоизвестным исключительное вредное влияние на прочность подрезов основного металла у основания швов и т. д.

и) Изменения системы рессорного подвешивания. Современная система подвешивания спиральных рессор дает сильную вибрацию вагона. Эта вибрация должна отражаться на прочности вагонов. Необходима такая система подвешивания, при которой не происходило бы накопление энергии, в виде колебаний вагона. Для этой цели нужно, чтобы энергия колебания поглощалась трением. Частичным решением вопроса является применение у нас в последнее время комбинированного подвешивания, когда наряду со спиральными ставятся также эллиптические рессоры.

Американцы идут в этом направлении значительно дальше. В предложенной в последнее время системе рессорного подвешивания „Барбера“ между буксой и буксовыми лицами имеется специальное клиновое фрикционное приспособление.

Кроме того, обычное рессорное подвешивание имеет тот недостаток, что оно рассчитано только на груженное состояние вагона. Когда вагон идет пустым или недогруженным, то он оказывается почти неподдресоренным. Рессоры, рассчитанные на максимальную нагрузку, слишком жестки, чтобы смягчать толчки на пустой вагон.

Необходимо, чтобы вагон в порожнем состоянии поддерживался более упругими и менее мощными пружинами. Для этого должно быть два режима рессорного подвешивания — груженный и порожний. Конечно, переход от одного режима к другому не должен требовать какого-либо участия человека. Как известно, такую систему пробовали применить в наших тележках с комбинированным подвешиванием. Из-за встретившихся трудностей это дело, однако, не было доведено до конца.

к) Усовершенствование фрикционного аппарата автосцепки. Произведенные в 1933—34 г. в США испытания легковесных

вагонов показали¹⁾, что они при сильных соударениях несколько менее прочны, чем старые тяжеловесные вагоны „АРА“. Ввиду этого в дальнейшем на легковесные вагоны ставились усовершенствованные фрикционные аппараты, что компенсировало пониженную их прочность.

Ограничимся сделанным перечислением некоторых возможных путей облегчения веса вагонов.

Чтобы успешно воспользоваться указанными методами облегчения, следует отказаться от чисто эмпирического подхода и перейти к более глубокому научному анализу причин, вызывающих разрушения вагонов, и возможности их облегчения.

Необходимо, во-первых, выяснить величину и частоту внешних сил, действующих на вагон. Совершенно очевидно, что, не имея этих данных, нельзя поставить на должную высоту расчет вагонов.

Все оборудование, необходимое для производства соответствующих измерений, у нас в Союзе имеется. Прделано большое количество испытаний вагонов. Однако результаты измерений, сделанных при этих испытаниях, не подвергаются должному анализу и обобщению.

Во-вторых, необходимо разработать более точные методы расчета величины внутренних усилий, возникающих под действием внешних сил в элементах вагона. Применяемые в настоящее время как у нас, так и в Америке методы расчета являются неудовлетворительными. Статические испытания рам вагонов показали, что действительные усилия в элементах рамы значительно отличаются от рассчитанных. В некоторых случаях напряжения получаются не только другой величины, но и другого знака.

Между тем строительная механика сделала за последние годы большие успехи, и можно значительно усовершенствовать и уточнить расчет рам вагонов. Такой более точный расчет будет, конечно, и более сложным. Однако по одному проекту строятся тысячи одинаковых вагонов. Поэтому здесь вполне уместны более точные, хотя бы и более сложные методы проектирования.

В-третьих, необходимо экспериментально исследовать прочность различных типов сварных соединений при разного рода нагрузках. Многие из этих вопросов уже подробно исследованы; но некоторые вопросы остаются неясными.

В-четвертых, нужно по-новому поставить дело испытания вагонов. Нужно в испытаниях ставить не только задачу проверки прочности конструкции вагона, но и искать пути для облегчения веса. Чтобы получить при испытании правильные данные о долговечности вагона, необходимо испытывать повторными нагрузками. Испытания одиночными ударами и статической нагрузкой, которые проводились до сих пор, недостаточны для суждения о пригодности вагона к длительной эксплуатации.

Научно-исследовательская работа, которую нужно провести для дальнейшего усовершенствования сварных конструкций вагонов, конечно, весьма сложна. Но необходимые для этой цели расходы незначительны по сравнению с той экономией, которую эта работа может дать.

В опытных вагонах необходимо смело пробовать разные пути облегчения веса вагонов. Весьма важно установить пределы прочности и жесткости вагона в различных его частях. Обычно такие задачи решаются путем перегрузки конструкций до их разрушения. В случае вагонов более рациональным может оказаться и другой путь — резкое

¹⁾ Доклад об итогах испытаний на удар легковесных крытых вагонов, перевод с англ., Главтрансаш.

уменьшение сечений при нормальных нагрузках с тем, чтобы вызвать при испытании разрушения. Такие опыты, конечно, должны производиться не на серийных вагонах, а на специальных, и не в пути, а на специальных стандах.

Зная предел прочности опытных конструкций, можно назначить достаточные, но не излишние запасы прочности в конструкциях, предназначенных для нормальной эксплуатации.

Такого рода испытания коренным образом отличаются от испытаний, которые делались ранее. В этих последних ставилась лишь задача—проверить, достаточно ли прочна испытываемая конструкция вагона, и не ставилась задача выяснения мест с излишней затратой материала и с излишней прочностью. Таким образом, эти испытания имели контрольный характер и не выявляли возможностей усовершенствования конструкций вагонов. Кроме того, и поставленная в этих испытаниях задача прочности решалась недостаточными методами. Применялись одиночные удары или статическая нагрузка, тогда как одиночные нагрузки не могут дать представления о долговечности конструкции. Испытания вагонов должны производиться повторными нагрузками так, чтобы они давали представление о пригодности вагона к длительной эксплуатации.

Из всего изложенного в настоящей статье надо сделать вывод, что возможности облегчения веса вагонов из обычной стали далеко не исчерпаны. Реализация этих возможностей даст народному хозяйству колоссальную экономию. Однако для этого потребуется провести значительную научно-исследовательскую работу. Некоторым вопросам этой работы и посвящены другие статьи настоящего сборника.

Февраль 1940 г.

Problem der Festigkeit und des Gewichts von geschweissten Wagenkonstruktionen

G. W. Rajewsky

Zusammenfassung

In der Sowjet-Union werden schon jahrelang alle Wagen mit vier Achsen und mit geschweissten Rahmen und Wagenkasten erbaut. Die dabei gewonnenen Erfahrungen erlauben die Frage von weiteren Fortschritten im Gebiet der Schweissung beim Wagenbau aufzustellen.

In vorliegendem Artikel sind die Hauptforderungen angegeben, welchen, der Meinung des Verfassers nach, die geschweissten Wagenbauarten entsprechen müssen. Die erste und unbedingte Forderung ist eine genügende Festigkeit. Die zweite Forderung besteht im minimalen Gewicht der Konstruktion und die dritte wichtige Forderung betrifft die Einfachheit der Herstellung.

Die erforderte genügende Festigkeit ist unentbehrlich, da dadurch die Gefährlosigkeit der Exploitation des Wagens bestimmt wird. Aber die Festigkeit darf nicht überflüssig sein, weil dies einen nutzlosen Verbrauch des Materials zur Folge hat.

Die Festigkeit aller Elemente und Teile der Konstruktion muss gleich sein.

Das erforderte minimale Gewicht und die einfache Herstellung muss die Wirtschaftlichkeit der Wagenbauart bewähren. Von diesen beiden Forderungen ist die Gewichtsverminderung des Wagens besonders wichtig, da dadurch

nicht nur die Herstellungskosten des Wagens vermindert werden, sondern auch eine bedeutende Kostenersparnis bei der Exploitation des Wagens von seiner Herstellung an bis zur seiner vollständigen Amortisation erreicht wird.

Die an die geschweisste Wagenkonstruktion gestellten Anforderungen können in folgender Weise formuliert werden: die Konstruktion muss von minimalem Gewicht und von genügender Festigkeit sein und der Herstellungsvorgang soll möglichst einfach gestaltet werden.

Die im vorliegenden Artikel angeführten wirtschaftlichen Berechnungen beweisen, dass sogar eine unbedeutende Verminderung des Eigengewichts jedes hergestellten Wagens einen kolossalen wirtschaftlichen Effekt ergibt. Wie kann eine Gewichtsverminderung der geschweissten Wagen erreicht werden? Offenbar hauptsächlich auf Kosten einer Vergrößerung der Festigkeit der angewandten Bauart.

Diese Festigkeitsvergrößerung kann durch Anwendung eines Materials von grösserer Festigkeit oder durch vollkommenere Bauarten erzielt werden. Den ersten Weg hat man beim Wagenbau in Amerika eingeschlagen, wo niedrig legierte Stahlsorten zur Konstruktion von leichteren Wagen eine weit verbreitete Anwendung zu finden beginnen. Dies bedeutet aber nicht, dass alle Möglichkeiten bei Auswahl des zweiten Weges erschöpft worden sind. Untersuchungen in dieser Hinsicht sind sehr wichtig. Man muss nicht vergessen, dass niedrig legierte Stahlsorten um 50% mehr als gewöhnlicher Stahl kosten. Ausserdem werden die Massnahmen, welche einen Festigkeitsanstieg von weichem Stahl ergeben, auch bei Stahlsorten von erhöhter Festigkeit anwendbar sein.

Auf solche Weise muss man die Gewichtsverminderung bei Anwendung von vollkommeneren Verbindungsarten nicht mit der Gewichtsverminderung bei Anwendung von niedrig legierten Stahlsorten vergleichen.

Wir wollen einige Massnahmen anführen, mit deren Hilfe eine Gewichtsverminderung der geschweissten Wagen unter Anwendung von gewöhnlichem weichem Stahl erreicht werden kann.

a) Rationalisation der Bauart von geschweissten Knoten. Das geschweisste Element ist seiner Länge nach von ungleicher Festigkeit. Die schwächsten Stellen sind die Knoten, wo an den geschweissten Nähten lokale Überspannungen vorhanden sind. Diese Überspannungen oder „Spannungskonzentrationen“ sind für weichen Stahl bei statischer Belastung ungefährlich, stellen aber bei dynamischen Belastungen, denen der Wagen bei der Exploitation unerworfen wird, eine Gefahr dar.

Bei Anwendung von flachen Nähten oder von die Ränder nicht erreichenden Nähten, kann man in vielen Fällen die Spannungskonzentrationen und zugleich den Querschnitt vermindern.

b) Veränderung des Bauartschemas. In einigen Fällen kann man das Bauartschema durch ein rationelleres ersetzen und dadurch das Gewicht der Konstruktion erleichtern.

c) Anwendung von rationellen Querschnitten. Als Beispiel kann der Rückenträger des Wagens dienen. Da dies Element auf Kontraktion arbeitet, kann man demselben einen geschlossenen rohrartigen Querschnitt verleihen, wodurch eine kleinere Fläche des Querschnitts als die gegenwärtig gebräuchliche erreicht wird.

d) Beseitigung der Exzentrizitäten.

e) Beseitigung der überflüssigen Sicherungsfaktoren. Bei den gegenwärtig angewandten Methoden des Entwerfens von Wagen sind an einzelnen Stellen überflüssige Sicherungsfaktoren unvermeidlich.

f) Anwendung eines Grundmetalls von entsprechender Qualität. Hier muss besondere Aufmerksamkeit der Kältebrüchigkeit und der Tendenz zur Bildung von Rissen bei der Schweissung gewidmet werden.

g) Anwendung von Elektroden entsprechender Qualität.

h) Erhöhung der Qualität der Schweissung. Hierbei darf nicht zugelassen werden, dass das Metall geschnitten wird, was von grosser Bedeutung ist.

Alle oben erwähnten und andere Methoden der Festigkeitssteigerung können nur in dem Falle erfolgreich angewandt werden, wenn man auf empirische Methoden des Wagenbaus verzichtet und zu einer tieferen wissenschaftlichen Erforschung der Festigkeitsbedingungen von geschweissten Wagen übergeht.

Dazu muss zuerst die Art, die Grösse und die Anzahl der äusseren, auf den Wagen einwirkenden Kräfte erforscht werden.

Sodann muss eine Methodik zur Berechnung der inneren, auf die Elemente der geschweissten Wagen einwirkenden Spannungen ausgearbeitet werden. Dazu muss man sich der Errungenschaften der Baumechanik im Gebiete der Rahmenberechnung bedienen.

Danach muss man die Festigkeit verschiedener Arten von geschweissten Verbindungen unter dynamischer Belastung erforschen. Viele Fragen sind hier noch wenig erhellt. Als Beispiel kann die Frage von der Festigkeit unter Einwirkung von wiederholten Schlägen dienen.

Zuletzt muss die Prüfung der Wagen auf neue Weise durchgeführt werden. Bei den Proben muss nicht nur die Festigkeit der Wagenkonstruktion geprüft, sondern auch die Möglichkeit einer Gewichtsverminderung derselben gesucht werden.

Um bei der Prüfung richtige Angaben über die Standfestigkeit des Wagens zu erhalten, muss die Probe auf wiederholte Belastungen durchgeführt werden. Die Probe mit einzelnen Schlägen und unter statischer Belastung, die bisher durchgeführt wurde, ist ungenügend, um eine Vorstellung von der Brauchbarkeit des Wagens für dauernde Exploitation zu erhalten.

Die wissenschaftliche Forschungsarbeit, welche zur weiteren Verbesserung der geschweissten Wagen nötig ist, ist natürlich sehr kompliziert. Aber die damit verbundenen unentbehrlichen Kosten sind ganz unbedeutend im Vergleich mit den Ersparnissen, welche diese Arbeiten ergeben können.

Ausserdem muss die Prüfung der Wagen auf neue Weise durchgeführt werden. Neue Wege zur Verminderung des Wagengewichts müssen mit Probewagen gesucht werden. Von sehr grosser Bedeutung ist die Feststellung der Festigkeit des Wagens in seinen verschiedenen Teilen. Gewöhnlich werden solche Aufgaben durch Überlastung der Konstruktionen bis zu ihrer Zerstörung gelöst. Aber für Wagen kann ein anderes Mittel rationeller sein, nämlich eine starke Verminderung des Querschnitts unter normalen Belastungen. Solche Proben müssen natürlich mit Probewagen, aber nicht mit normalen Wagen und nicht unterwegs, sondern in speziellen Anlagen durchgeführt werden.

Wenn man die Festigkeitsgrenze des Bauarten kennt, kann man genügende, aber nicht überflüssige Sicherheitsfaktoren in für normale Exploitation bestimmten Wagen feststellen.

Solche Prüfungen unterscheiden sich grundsätzlich von den früher durchgeführten Proben. Bei den letzteren stellte man sich nur die Aufgabe die Frage zu prüfen, ob die untersuchte Konstruktion von genügender Festigkeit war. Dabei versuchte man aber nicht die Stellen mit überflüssig verbrauchtem Material und überflüssiger Festigkeit zu bestimmen. Auf solche Weise hatten diese Prüfungen nur einen kontrollmässigen Charakter und erhellten nicht die Möglichkeit einer Verbesserung der Wagenkonstruktionen. Ausserdem wurde die dabei aufgestellte Aufgabe der Festigkeitsprüfung mit ungenügenden Methoden gelöst. Man wandte einzelne Schläge oder

statische Belastung an, obwohl einzelne Belastungen keine Vorstellung von der Standhaftigkeit der Konstruktion geben können. Die Prüfungen der Wagen müssen durch wiederholte Belastungen geschehen, damit sie eine Vorstellung von der Brauchbarkeit des Wagens für dauernde Exploitation ergeben sollen.

Aus dem, was in vorliegendem Artikel gesagt wurde, kann man den Schluss ziehen, dass die Möglichkeiten einer Gewichtsverminderung der Wagen aus gewöhnlichem Stahl noch gar nicht erschöpft sind. Die Verwirklichung dieser Möglichkeiten wird der Volkswirtschaft kolossale Ersparnisse ergeben. Aber dazu muss eine grosse wissenschaftliche Forschungsarbeit durchgeführt werden. Einigen Fragen dieser Arbeit sind auch die anderen Artikel des vorliegenden Sammelbandes gewidmet.

Вибрационная нагрузка вагонов и вибрационные испытания сварных узлов вагонного типа

Г. В. Раевский

Вагон во время движения испытывает нагрузки колебательного характера. Ввиду того, что применяемые сейчас в вагонах типы сварных соединений более чувствительны к переменным нагрузкам, чем клепаные, возникает опасность разрушений от усталости. Этот вопрос особенно большое значение имеет для товарных вагонов.

Целью настоящей статьи является выяснение двух вопросов, касающихся прочности сварных конструкций вагонного типа при работе на усталость.

Первая часть статьи посвящена характеру вибрационной нагрузки вагонов. В результате первой части мы сделали выводы в отношении величины динамического коэффициента и количества нагрузок.

Во второй части описываются проведенные нами вибрационные испытания сварных узлов вагонного типа. В результате второй части исследования мы предлагаем новые рациональные типы сварных пересечений балок для вагонов. В конце статьи мы даем величины пределов усталости, необходимые для установления допускаемых напряжений, причем используются данные как первой, так и второй части статьи.

Вопросы, поднимаемые в этой статье, являются новыми. В связи с этим следует рассматривать предлагаемые выводы как первые приближения, требующие дальнейших уточнений.

Часть I

ВИБРАЦИОННАЯ НАГРУЗКА ВАГОНОВ

1. Общие соображения

При движении вагона в нем возникают дополнительные динамические напряжения, имеющие регулярный или более случайный характер.

Наиболее просто для целей расчета учитывать эти дополнительные напряжения при помощи динамических коэффициентов, подобно тому, как это принято делать для мостов. В этом случае динамическим коэффициентом должно называться отношение напряжения, возникающего в элементе вагона во время его движения к напряжению в той же точке и от той же нагрузки во время покоя. В дальнейшем мы будем употреблять выражение „динамический коэффициент“ именно в этом смысле. Динамическими коэффициентами, найденными опытным путем для какого-либо типа вагонов, можно воспользоваться при расчете вновь проектируемых аналогичных вагонов.

В настоящее время для рамы и кузова вагона динамические коэффициенты не вводятся в расчет. Согласно действующим нормам¹⁾, динамиче-

¹⁾ Центральное вагонно-проектное бюро Главтрансмаша, Основные данные для расчета и проектирования ж.-д. вагонов нормальной колеи (напечатано на синьке).

ские добавки напряжений вводятся в статический расчет только для ходовых частей вагона и рамы тележек. В этом случае предлагается принимать динамический коэффициент равным 1,25.

Какова же причина появления регулярных динамических напряжений в вагоне? Причиной является непрямолинейность и непостоянная скорость движения вагона. Если бы вагон двигался совершенно прямолинейно и с постоянной скоростью, то и напряжения во время движения не увеличивались бы. Колебания вызывают соответственно направленные ускорения переменного знака. Эти ускорения являются причиной появления инерционных сил, величина которых равна произведению массы на ускорение.

Для смягчения толчков от неровностей пути вагон поддрессорируется, однако, с другой стороны, это вызывает более мягкие, но частые колебания на рессорах. Система опирания вагона на рессоры такова, что получают не только простые вертикальные, но и колебания в виде боковой и продольной качки (галлопирование), а также в виде колебаний скручивания. Из всего этого сложного явления нам необходимо выделить основное и схематизировать его так, чтобы результатами с точностью, достаточной для практической цели, можно было воспользоваться при расчетах на усталость.

Вертикальные колебания груженного вагона вызывают инерционные силы прежде всего от массы груза, которая в несколько раз больше, чем масса кузова и рамы вагона. Можно предполагать, что дополнительные напряжения от инерции груза будут распределяться приблизительно так же, как и при статической нагрузке. Действительно, скорость распространения упругих деформаций в стали равна около 5000 м в секунду¹⁾. Как будет показано ниже, период основных колебаний вагона равен около 0,3—0,4 сек. Из сопоставления обеих величин видно, что в процессе вертикальных колебаний напряжения от инерционных сил успевают распределяться по тем же законам, по которым напряжения распределяются при статическом действии нагрузки. Тогда отношение максимальных динамических напряжений к статическим (динамический коэффициент) должно быть при вертикальных колебаниях примерно одинаковым для всех точек вагона.

Боковые и другие колебания вагона нарушают это совпадение величин динамических коэффициентов. Однако эти последние колебания будут автоматически учитываться при опытным определении динамических коэффициентов. Действительно, все диаграммы динамических напряжений, на основании которых определяются динамические коэффициенты, включают и динамические напряжения от боковой качки и других, более сложных видов колебаний вагона.

В том и состоит удобство пользования динамическими коэффициентами, что можно, не входя в подробное рассмотрение весьма сложного явления колебаний вагона, получить из измерений данные, являющиеся результатом совместного действия всех колебаний вагона.

Кроме мелких боковых колебаний вагона, происходят также периодические горизонтальные нагрузки от центробежной силы и от ветра, которые могут достигать значительной величины. Однако количество этих вагозкоз сравнительно невелико. Поэтому для усталости они, повидимому, не имеют большого значения. Эти нагрузки следует учитывать лишь для проверки статической прочности сварной конструкции вагона.

При определении динамических коэффициентов надо иметь в виду, что при расчете на усталость, в отличие от статического расчета, нас должна

¹⁾ Серенсен, Прочность металла и расчет деталей машин, 1937.

интересовать не максимальная величина динамического коэффициента, соответствующая случайному и редко повторяющемуся пику динамической нагрузки, а тот динамический коэффициент, который соответствует регулярным колебаниям нагрузок.

Кроме того, необходимо установить количество колебаний нагрузок, которое должен выдержать вагон в течение всего его существования.

Количество колебаний нагрузок и величина динамических коэффициентов связаны между собой законами вероятности. Схематизировать это явление для целей расчета можно двумя способами. Во-первых, можно разбить эти колебания на группы. Например, вагон испытывает m колебаний с динамическим коэффициентом 1,2, n колебаний с динамическим коэффициентом 1,3, p колебаний с динамическим коэффициентом 1,4 и т. д. Пользоваться такими данными для расчета было бы, однако, вообще говоря, очень трудно. Вместе с тем, очевидно, что действие на сварные соединения такой гаммы нагрузок можно заменить действием некоторого количества колебаний с каким-то средним динамическим коэффициентом. Поэтому возможен второй способ, заключающийся в том, что для расчета выбирается некоторая средняя величина динамического коэффициента, равноценная разнообразным динамическим коэффициентам, имеющим место в действительности.

Два вопроса — количество нагрузок и среднюю величину динамического коэффициента — мы рассмотрим ниже несколько подробнее.

2. Количество вибраций, испытываемых вагоном

На рис. 1—4 представлены образцы диаграмм напряжений, измеренных угольными телетензомерами Зимана и записанных осциллографом. Диа-

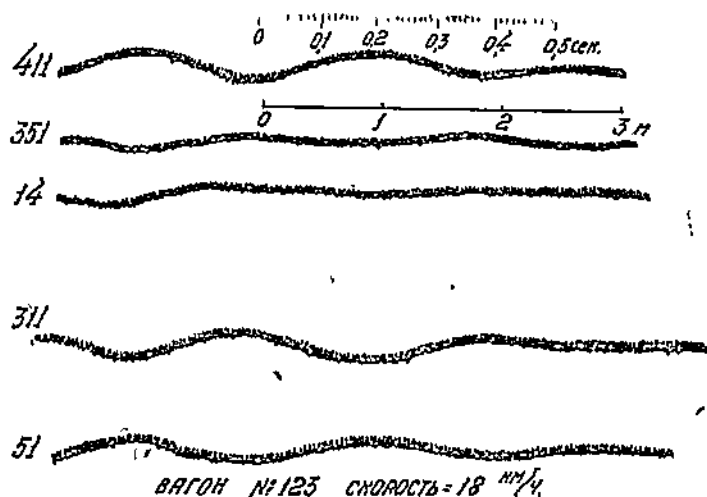


Рис. 1. Диаграммы динамических напряжений в элементах крытого вагона при скорости 18 км/ч.

граммы взяты из неопубликованных материалов динамических испытаний крытых большегрузных вагонов, произведенных в 1936 г. Вагонным институтом НКПС и бригадой Научно-исследовательского бюро Главтрансаша.

Испытанный цельносварной вагон нагружался зерном до расчетной нагрузки — 50 т, после чего в ряде характерных точек устанавливались телетензомеры. Вагон прокатывался при различных скоростях в составе специального поезда из опытных вагонов и вагона испытательной станции.

Тележки „Даймонд“ испытываемого вагона имели спиральные рессоры в количестве по пять штук в комплекте.

Масштабы напряжений во всех диаграммах разные. Точка измерения напряжений 51 расположена на хребтовой, а точка 14 — на боковой балке

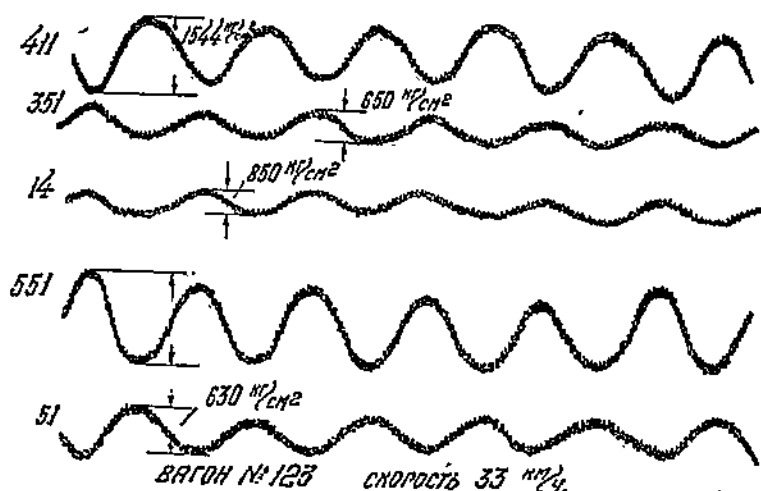


Рис. 2. Диаграммы динамических напряжений в элементах крытого вагона при скорости 33 км/ч.

рамы вагона. Остальные точки относятся к боковой ферме. Более подробное описание мест расположения точек измерения напряжений приведено ниже в табл. 1 и указано на рис. 6—10.

Рассмотрение диаграмм позволяет сделать следующие важные выводы:

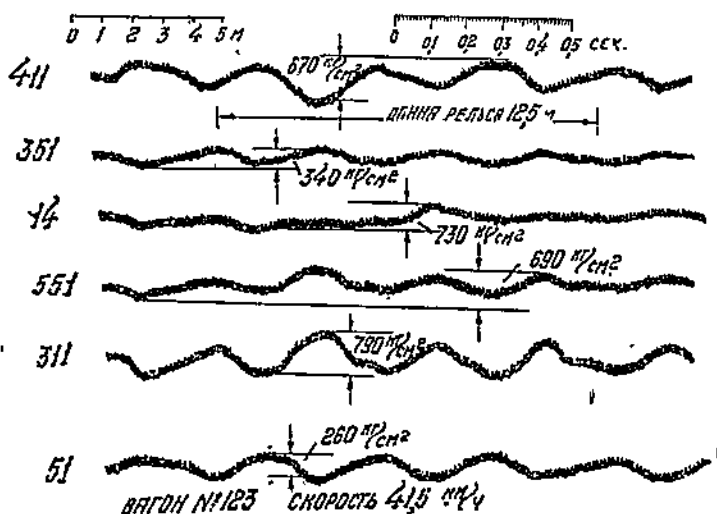


Рис. 3. Диаграммы динамических напряжений в элементах крытого вагона при скорости 41,5 км/ч.

а) Колебания напряжений в элементах испытанного вагона являются следствием, главным образом, вертикальных колебаний всего вагона в целом. Действительно, группа диаграмм на каждом рисунке записана одновременно на шестишлейфном осциллографе. Как видно из рисунков,

колебания напряжений в каждой диаграмме подобны друг другу, т. е. пикам в одной диаграмме соответствуют пики в остальных, периоды колебаний одинаковы и т. д.

б) Количество колебаний напряжений в элементах вагона не соответствует количеству пройденных вагоном рельсовых стыков. Больше того, на диаграммах вообще не удается обнаружить момент прохождения вагоном стыков. Это показывает, что благодаря рессорам толчки на стыках не вызывают напряжений в раме в момент толчка, но они вызывают ви-

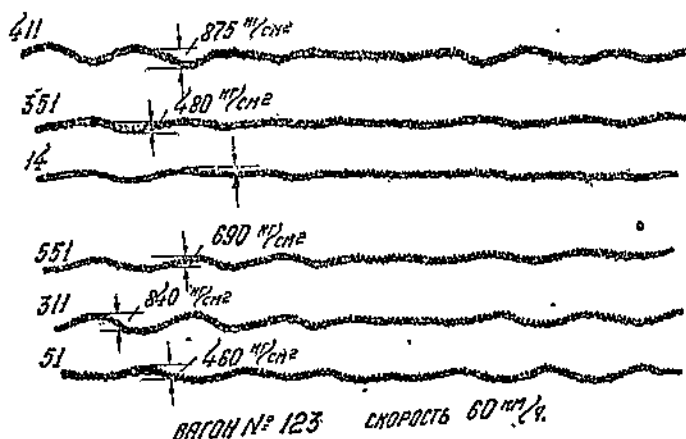


Рис. 4. Диаграммы динамических напряжений в элементах крытого вагона при скорости 60 км/ч.

брацию всего вагона, которая не успевает затухнуть до следующего удара одной из колесных пар по стыкам. Таким образом, получается непрерывная вибрация, среди которой самые толчки колес по стыкам незаметны.

в) Период колебаний напряжений в элементах вагона равен периоду собственных колебаний вагона на рессорах. Эти последние, очевидно, и являются основной причиной колебаний напряжений в элементах вагона.

Действительно, подсчитаем период колебания вагона на рессорах. Прогиб наружной витой рессоры под пробным грузом 4860 кг равен 30—39 мм¹⁾, а внутренней под грузом 1070 кг — 24—34 мм. Подсчитаем отдельно период колебания для случая наименьшей и наибольшей жесткости.

В случае наименьшей жесткости отпор одной пружины для деформации 1 мм будет равен

$$\frac{4860}{39} + \frac{1070}{34} = 166 \text{ кг/мм.}$$

Прогиб одной рессоры при пяти в комплекте и при весе надрессорной части 50 + 15 = 65 т

$$\frac{65000}{20 \cdot 166} = 19,6 \text{ мм.}$$

Период собственных колебаний равен

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{2,44}{981}} = 0,28 \text{ сек.}$$

¹⁾ Стемпневский и Каркашьян, Устройство и техника ремонта вагонов, 1938, с. 150.

Делая аналогичный подсчет для случая наибольшей жесткости витых пружин, получаем период собственных колебаний равным 0,252 сек.

Полученные цифры довольно близки к тому периоду колебаний, который мы имеем на диаграммах.

г) Кроме крупных колебаний напряжений, имеются на некоторых диаграммах мелкие колебания весьма большой частоты и малой амплитуды. Возможно, что здесь имеют место собственные колебания элементов вагона. Возможно, что это записаны собственные колебания зеркала осциллографа. Так или иначе, по своей величине эти колебания не могут иметь существенного значения для прочности сварной конструкции вагона, а потому их можно далее и не рассматривать.

д) Поскольку, как указано в п. „б“, колебания происходят с частотой рессор, то количество колебаний пропорционально времени движения вагона, а не пройденному им пути. Действительно, период колебаний можно измерить на рис. 1 и рис. 3; он одинаков как при скорости 18 км/ч, так и при скорости 41,5 км/ч. В обоих случаях этот период равен около 0,35—0,4 сек. Если при скорости 18 км/ч каждое колебание соответствует примерно 2 м пути, то при скорости 41,5 км/ч каждое колебание соответствует 4 м пути.

При работе вагона 1800 часов в году, сроке службы его 30 лет и периоде колебаний, равном 0,4 сек., получаем общее количество колебаний напряжений:

$$\frac{1800 \cdot 30 \cdot 60 \cdot 60}{0,4} = 486\,000\,000 \approx 500 \cdot 10^6$$

Однако не все 500 000 000 колебаний вагона будут иметь значение для его прочности. Значительную часть своего пути вагон проходит порожним или недогруженным. Кроме того, значительная часть пробега с полной нагрузкой происходит не при критической скорости, дающей максимальные динамические коэффициенты.

Учитывая все это, считаем возможным принять для расчета 100 000 000 колебаний вагона в течение всего времени его эксплуатации.

3. Величина динамических коэффициентов

При изучении этого вопроса необходимо прежде всего выяснить, насколько величина динамических коэффициентов зависит от системы рессорного подвешивания.

В настоящее время для товарных вагонов у нас применяются две системы рессорного подвешивания. По более распространенной пока системе, рессоры состоят только из спиральных пружин, в количестве пяти или шести штук в комплекте. По второй, так называемой комбинированной системе наряду со спиральными ставятся также эллиптические рессоры. Назначение последних — заглушать своим трением колебания вагона на рессорах.

На рис. 5 представлены диаграммы динамических коэффициентов в зависимости от скорости, определенные по деформации рессор для тележек только со спиральными рессорами и тележек с комбинированным подвешиванием. График построен нами по данным, взятым из отчетов по испытаниям товарных тележек на плавность хода, произведенным Научно-исследовательским институтом ж.-д. транспорта в 1937 г.

Как мы видим, разница между динамическими коэффициентами при обеих системах подвешивания получается небольшой при скоростях до 60 км/ч. При скоростях около 70 км/ч получается значительная разница в пользу комбинированного подвешивания. При скорости 80 км/ч комби-

Таблица 1

№ точки	51	14	551	351	411
Располо- жение точки	Крайняя кромка нижнего пооя хребтовой балки возле шкворн. балки со стороны буф. бруса	Кромка нижнего пояса бокового швеллера возле края дверного проема	Свободная кромка дверного раскоса в верхн. сечении	Свободн. кромка шкворневого раскоса в верхн. сечении	Прилег. в обшивке кромка локот. стойки в нижнем сечении
Стат. напр. от напр.	447 кг/см ²	361	865	862	209
То же, с учет. собств. веса	572 кг/см ²	462	1105	1103	268
Напряж., кг/см ²	Напр. + Сред. напр. Дил. нам. коэф.	Напр. + Сред. напр. Дил. нам. коэф.	Напр. + Сред. напр. Дил. нам. коэф.	Напр. + Сред. напр. Дил. нам. коэф.	Напр. + Сред. напр. Дил. нам. коэф.
Скор., км/ч	1 2 3 4	5 6 7 8	9 10 11 12	13 14 15 16	17 18 19 20
27,2	165 165 165 1,29	282 376 329 1,42		342 68 205 1,16	463 308 386 1,31
29,0	297 132 215 1,37	752 0 376 1,46		411 68 240 1,18	566 257 412 1,32
33,0	428 193 313 1,55	752 99 426 1,48		380 274 327 1,23	824 720 772 1,47
40,0	165 33 99 1,17	188 0 94 1,17		205 137 171 1,13	206 205 206 1,19
41,5	192 66 129 1,22	376 99 238 1,34		205 68 136 1,11	257 308 283 1,25
50,0	198 66 132 1,23	564 168 366 1,44	207 345 1,24	342 0 171 1,13	257 412 335 1,28
55,0	281 198 240 1,42	658 0 329 1,42	276 381 1,26	445 137 291 1,21	618 515 567 1,39
60,0	297 230 264 1,46	376 564 470 1,50	483 486 621 1,33	411 274 343 1,24	824 618 721 1,45
	297 165 231 1,40	— — — —	345 345 345 1,24	274 205 240 1,18	618 257 238 1,34

нированное подвешивание опять не дает преимуществ, а при скорости 90 км/ч оно даже становится хуже.

Мало вероятно, однако, широкое применение для товарных поездов скоростей выше 60 км/ч. Поэтому приводимые ниже выводы о величине

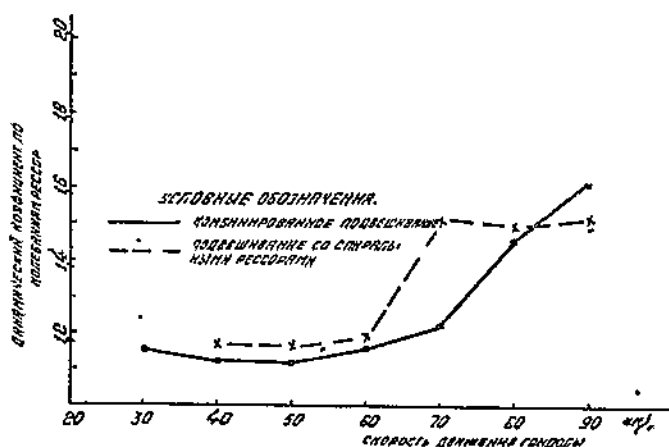


Рис. 5. Динамические коэффициенты по прогибу рессор в зависимости от скорости для тележек со спиральными рессорами и с комбинированным рессорным подвешиванием.

динамических коэффициентов, основанные на испытании вагонов с тележками, снабженными спиральными рессорами, можно также распространить и для случая тележек с комбинированным подвешиванием.

В табл. 1 приведены данные о напряжениях в элементах большегрузного крытого вагона и произведен подсчет динамических коэффициентов. Величины напряжений взяты из отчетов испытаний, произведенных в 1936 году Вагонным институтом НКПС. Подсчет динамических коэффициентов сделан нами.

Таблица 2

№ точки	77	310	564	344	452
Расп. точки измер. напряж.	Кромка уголка нижн. пояса хреб. балки посеред. ее длины	Кромка уголка нижн. пояса хреб. тов. балки, возле шквор. балки со стор. буферн. бруса	Кромка дверного раскоса в верхнем его сечении	Кромка шкворневого раск. в верхнем его сечении	Прилегающая к обшивке кромка промежуточ. стоек в нижнем сечении
Скорость, км/ч					
54	—	—	—	1,21	1,16
60	1,39	—	1,50	1,50	1,40
60	—	1,53	1,33	1,22	—
65	1,28	1,50	1,22	—	—
70	—	1,47	1,33	1,22	—
72	1,47	1,90	—	—	—
72	—	—	—	1,67	1,40
74	1,66	—	—	1,55	1,40
75	1,61	—	—	1,55	1,40
75	—	—	—	1,55	1,40

На рис. 6—10 даны графики динамических коэффициентов в зависимости от скорости движения вагона. Из графиков мы видим, что динамические

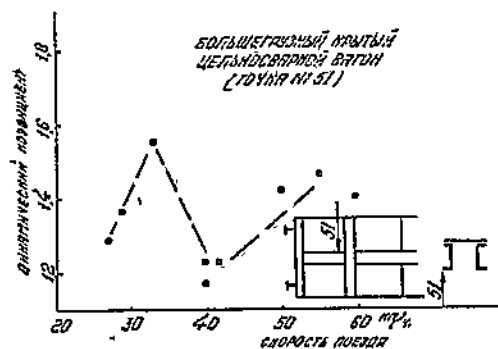


Рис. 6. Динамические коэффициенты хребтовой балки крытого вагона.

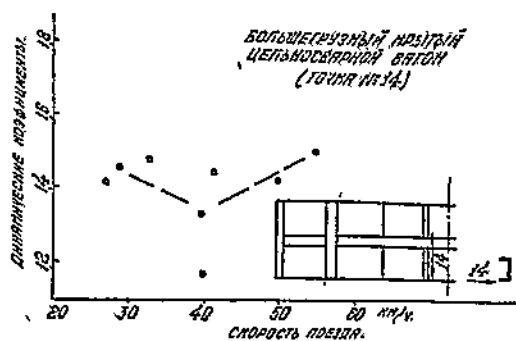


Рис. 7. Динамические коэффициенты боковой балки крытого вагона.

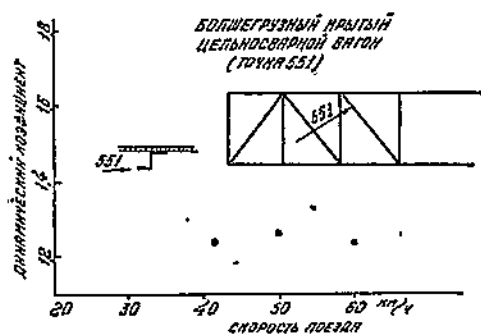


Рис. 8. Динамические коэффициенты боковой балки крытого вагона.

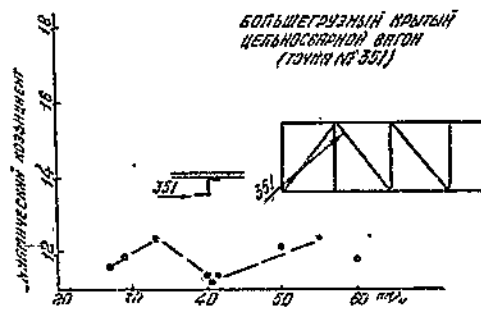


Рис. 9. Динамические коэффициенты для дверного раскоса крытого вагона.

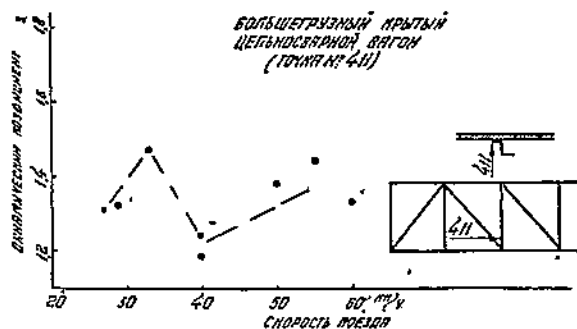


Рис. 10. Динамические коэффициенты промежуточной стойки крытого вагона.

коэффициенты при скорости 30 км/ч достигают весьма значительной величины — до 1,5. При скорости 40 км/ч величина динамических коэффициентов сильно падает, а затем опять возрастает при скоростях 50—60 км/ч.

Таким образом, скорость 30 км/ч является критической для испытанного типа вагона.

В табл. 2 приведены величины динамических коэффициентов, полученных Научно-исследовательским институтом ж.-д. транспорта при испытании 60-тонных гондол. Испытания велись на скоростях больших, чем скорости при испытании большегрузных крытых вагонов. Результаты этих испытаний, таким образом, дополняют приведенные выше данные о величинах динамических коэффициентов.

Исследуемая гондola имела тележки „Даймонд“ с шестью спиральными рессорами в каждом комплекте. Во время испытания гондola шла в головной части поезда весом 2200 т.

Величины динамических коэффициентов, полученных при этих испытаниях, представлены на рис. 11—15. Результаты этих испытаний, как и предыдущих, отличаются значительной разбросанностью.

Все данные по динамическим коэффициентам собраны нами в сводном графике на рис. 16.

На основании собранных нами материалов можно сделать следующие выводы:

а) Величины динамических коэффициентов отличаются значительной разбросанностью. Подобное же явление наблюдается, как известно, и для динамических коэффициентов в мостах.

б) Вообще говоря, с увеличением скорости движения динамические коэффициенты возрастают.

в) Существуют, однако, критические скорости, при которых происходит резкое возрастание динамических коэффициентов, падающих затем с дальнейшим возрастанием скорости.

В случае крытого вагона с тележками, имеющими по пять спиральных рессор в комплекте, критической оказалась скорость, равная 33 км/ч.

г) Не наблюдается резко выраженной разницы между величиной динамических коэффициентов в разных элементах вагона. Можно только отметить, что динамические коэффициенты в верхних сечениях элементов решетки крытого вагона оказались значительно меньше динамических коэффициентов, измеренных в других точках. Однако в гондole такой тенденции уже не заметно. В общем, как правило, различие между динамическими коэффициентами, замеренными в разных элементах, за указанным выше исключением, не больше разбросанности динамических коэффициентов, повторно измеренных в одной и той же точке. Так оно и должно быть, поскольку, по нашему мнению, основной причиной, вызывающей добавочные напряжения в вагоне, являются вертикальные колебания всей массы кузова вместе с грузом на рессорах тележек. Поэтому в качестве первого приближения можно принять одинаковую величину динамического коэффициента для всех элементов рамы и кузова.

д) При скоростях до 60 км/ч включительно величина динамического коэффициента доходит до 1,55. Средняя величина динамического коэффициента при средних скоростях составляет около 1,35—1,40.

Ввиду того, что при расчете на усталость важны не пиковые величины, а величины близкие, к средним, нами должна быть принята для расчета величина динамического коэффициента, равная 1,35—1,40.

При решении вопроса о величине динамического коэффициента следует учитывать, что при испытаниях, результатами которых мы пользовались, ставилась цель выяснить максимальные величины динамических коэффициентов. Поэтому, вероятно, что осциллографы включались при самых

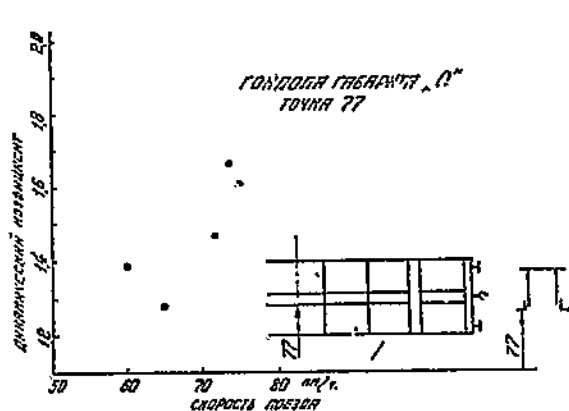


Рис. 11. Динамические коэффициенты хребтовой балки гондолы в сечении по середине вагона.

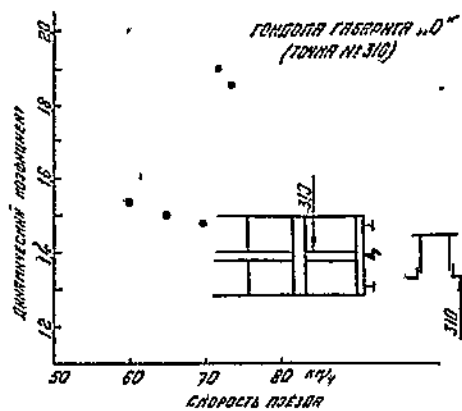


Рис. 12. Динамические коэффициенты хребтовой балки в сечении возле шкворневой балки.

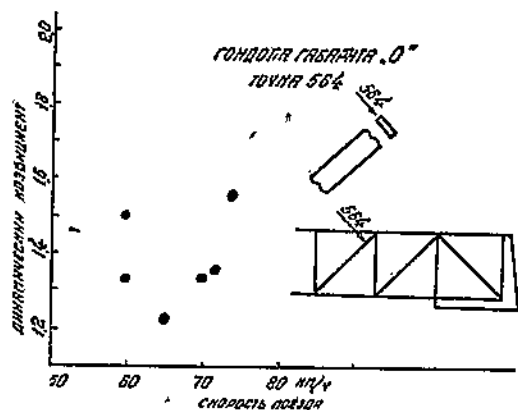


Рис. 13. Динамические коэффициенты для дверного раскоса гондолы.

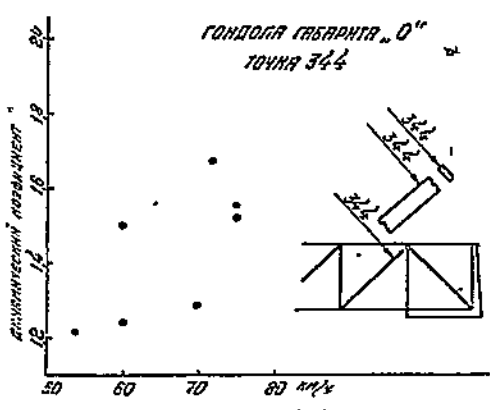


Рис. 14. Динамические коэффициенты для шкворневого раскоса гондолы.

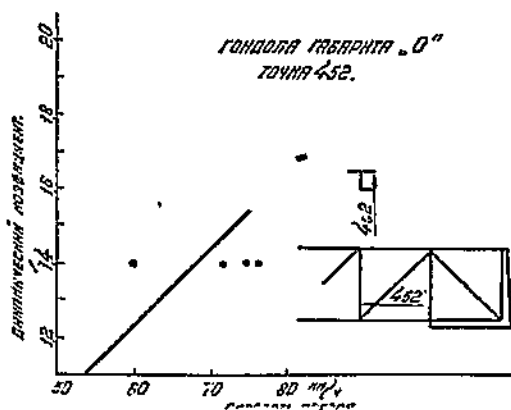


Рис. 15. Динамические коэффициенты для промежуточной стойки гондолы.

неблагоприятных условиях движения вагона. Кроме того, на этот раз уже несомненно, на осциллограммах выбирались и замерялись максимальные ординаты, а не средние. Эти психологические факторы говорят о том, что собранные нами динамические коэффициенты являются величинами не

совсем средними, а скорее немного преувеличенными.

Имеется еще одно соображение, помогающее правильно выбрать среднюю величину динамического коэффициента, которое поясним на примере. Если принять величину динамического коэффициента равной 1,4, то, зная напряжения, измеренные в вагонах, и зная из испытаний пределы усталости, мы получаем, что в некоторых местах сварные вагоны при сроке их службы 6—7 лет уже должны были бы начать разрушаться. Тот факт, что они в действительности еще в этих местах, за

отдельными исключениями, не разрушаются, показывает, что средний динамический коэффициент меньше чем 1,4. Величина 1,35 является поэтому критерию более правдоподобной.

Учитывая все приведенные выше соображения, мы приняли средний расчетный динамический коэффициент равным 1,35.

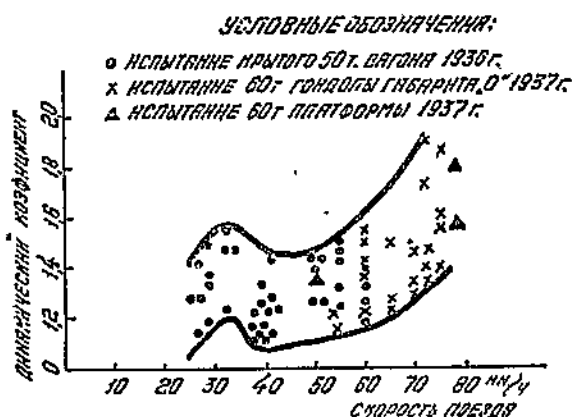


Рис. 16. Сводный график динамических коэффициентов товарных вагонов.

Часть II

ВИБРАЦИОННАЯ ПРОЧНОСТЬ СВАРНЫХ УЗЛОВ ВАГОННОГО ТИПА

1. Цель исследования

В этой части нашей работы мы поставили себе целью наметить улучшенные типы узлов в пересечениях вагонных балок, провести вибрационные испытания до разрушения для обычных и улучшенных типов узлов и установить для тех и других нормы прочности.

2. Руководящая идея методики исследования

В зависимости от целей испытания возможны два метода исследования прочности. В одном случае стремятся в точности воспроизвести все условия, в которых работает конструкция, в отношении нагрузок, конструктивного оформления и масштаба конструкций. По данному, сугубо эмпирическому методу стремятся проводить испытания образцов в натуральную величину под нагрузками, по возможности копирующими действительные условия.

Это усложняет исследования и поэтому не всегда возможно. Кроме того, иногда это и не нужно или даже вредно, если цель исследования ставится более широко. В действительных условиях на прочность конструкции может влиять много факторов. Если вести испытание при всех этих факторах сразу, то нельзя будет выяснить роль каждого из этих

факторов, нельзя будет установить количественные характеристики влияния каждого фактора и т. п.

Такое исследование дает один лишь результат—абсолютную или сравнительную прочность данной конкретной испытанной конструкции. Но оно не проливает света на вопрос: от каких факторов зависит эта прочность, как ее можно повысить и т. п. Таким образом, рассматриваемый метод исследования ценен лишь для случаев проверки прочности определенных конструкций в определенных условиях, например, для испытания нового типа вагона перед пуском его в массовое производство и т. п.

Во втором случае стремятся выяснить не только самую прочность конструкции, но и факторы, от которых она зависит. Для этого нужно поставить опыт так, чтобы можно было выяснить влияние отдельных важнейших факторов. Этот метод более труден, так как успешность исследования целиком зависит от удачности методики. Так как мы хотим определить не только пределы усталости сварных узлов вагонного типа, но и найти пути повышения прочности этих узлов, мы должны свою методику построить по второму типу.

Весьма часто при составлении методики по исследованию прочности предполагается, что результаты опытов натолкнут на какие-нибудь новые пути повышения ее. Такие безыдейные методики требуют большого количества образцов, и тем не менее часто ожидания не оправдываются: из полученных результатов опытов не удается сделать каких-либо ценных и ясных выводов.

Предпочтительно, чтобы в самой методике были заложены идеи, и опыты должны лишь служить для проверки этих идей, получения количествен-

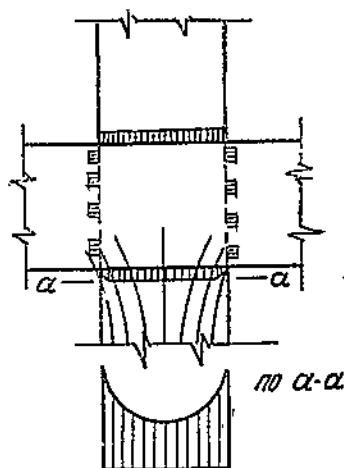


Рис. 17. Характер образования трещины усталости в пересечении балок.

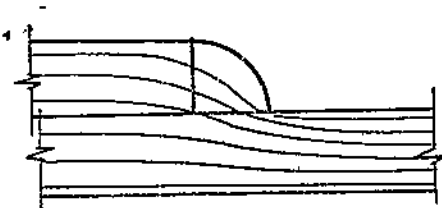


Рис. 18. Местная концентрация напряжений в месте перехода от основного металла к шву.

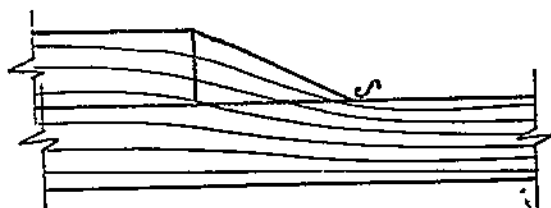


Рис. 19. Применение пологих швов и заглаживание швов в качестве меры уменьшения местной концентрации напряжений.

ных характеристик и т. д. Поэтому изложение методики начнем с изложения идеи, положенной в ее основу.

Возьмем (см. рис. 17) две полосы, пересекающиеся под прямым углом и соединенные между собой валиковыми швами. Такие соединения имеются почти в каждом узле вагона. Допустим, что одна полоса является поясом хребтовой балки, а вторая полоса—поясом шкворневой балки. Известно, что если повторно растягивать одну из полос, то при известных условиях появятся трещины усталости у основания валиковых швов, например, как показано на рис. 17.

Выясненной причиной таких трещин является местная концентрация напряжений у основания валиковых швов (см. рис. 18). Известной мерой

борьбы с этой концентрацией напряжений является применение неравных катетов и, особенно, заглаживание места перехода от шва к основному металлу (см. рис. 19).

Однако заглаживание швов весьма усложняет производство сварных конструкций.

В грубую работу по изготовлению сварных конструкций вносятся операции, требующие весьма большой аккуратности и значительно усложняющие производство. По этой причине заглаживание швов применя-

ется довольно редко. Стремясь не усложнять производство механической обработкой швов, мы ограничились тем, что ориентировались на применение пологих швов с горизонтальным катетом, вдвое большим вертикального катета, без последующей обработки. Такая форма швов легко получается при сварке толстопокрытыми электродами, при применении которых расплавленный металл отличается большой текучестью.

В поисках других мер повышения прочности мы обратили внимание на то, что резкое изменение сечения, и в результате этого концентрация напряжений, происходит не только вследствие перехода силового потока с одного уровня на другой, как показано на рис. 18. Если мы посмотрим на рис. 17, то увидим, что и в плане имеется резкое изменение сечения. В точке *a* конструкция под прямым углом уширяется в стороны, благодаря приварке пояса шкворневой балки. Значит, и здесь появится концентрация на-

пряжений в точке *a*, аналогичная той, которую мы имели в точке *b*, но в другом, более крупном масштабе.

Концентрация напряжений в продольном разрезе (точка *a*) сосредоточена на очень небольшом протяжении, имеющем порядок нескольких миллиметров. Поэтому ее трудно уловить непосредственным измерением обыкновенными тензометрами с базой 10—20 мм. Будем называть этот тип концентрации местной концентрацией напряжений. Местная концентрация напряжений достаточно изучена, главным образом, при помощи поляризованного света на прозрачных моделях.

Концентрация напряжений в плане (в точке *b*) отличается от концентрации напряжений масштабом. Здесь все явление увеличено примерно во столько раз, во сколько ширина пояса больше его толщины. Надо полагать поэтому, что эта концентрация могла бы быть хотя бы частично измерена обыкновенными тензометрами. Чтобы отличить ее от предыдущей, мы будем называть этот тип концентрации макроконцентрацией.

Другой причиной, по которой недоведенные до кромок швы должны показывать большую прочность узла по сравнению со швами, доведенными до кромок, есть появление так называемого поддерживающего действия. Вибрационная прочность зависит не только от величины местных напряжений, но также и от того, чем окружено напряженное место. На кромке перенапряженное место более опасно, так как оно поддерживается только с одной стороны. Наконец, прочность зависит от градиента падения напряжений в месте концентрации.

Для устранения местной концентрации требуется тщательная обработка швов. Немецкие авторы даже рекомендуют пользоваться для про-

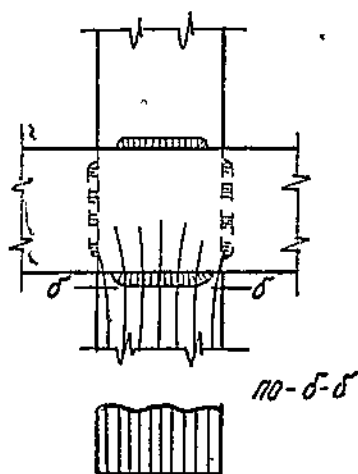


Рис. 20. Макроконцентрация напряжений при швах, не доведенных до кромок.

верки качества обработки лупой. Естественно предположить, что для устранения макроконцентрации могут быть найдены более простые и грубые меры.

Мы предложили следующую идею борьбы с макроконцентрацией напряжений: лобовые швы несколько не доводятся до краев обоих пересекающихся поясов, как показано на рис. 20. При этом лобовой валиковый шов несколько оттягивает силовой поток к середине полосы, а фланговый валиковый шов несколько оттягивает силовой поток к кромкам полосы. При

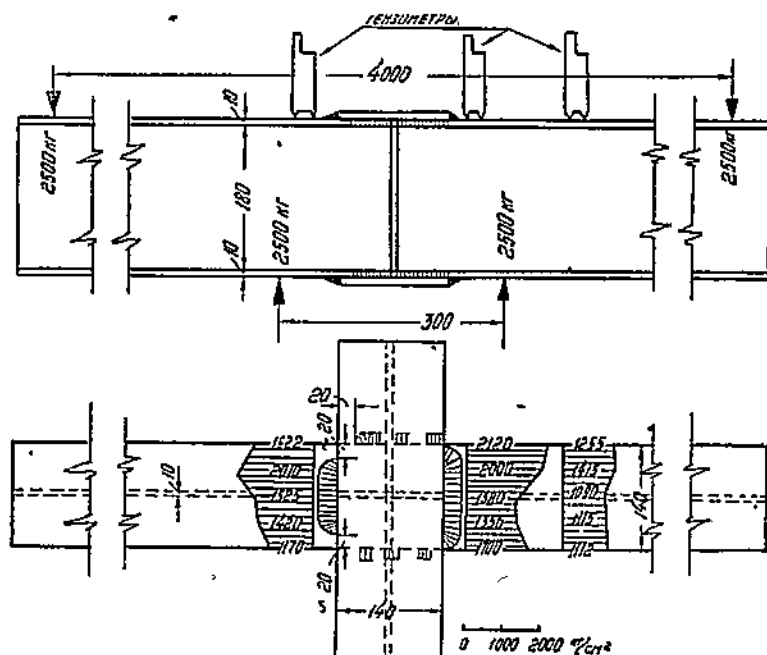


Рис. 21. Результаты измерения напряжений при швах, не доведенных до кромок поясов, и швах, доведенных до кромок.

некоторых величинах недоведения швов до краёв макроконцентрацию можно сильно уменьшить и этим значительно увеличить прочность конструкций при повторных нагрузках.

Для проверки выдвинутого положения мы измерили напряжение в двух типах пересечения балок: при доведенных до краёв швах и швах недоведенных. Схема опыта и результаты измерения представлены на рис 21.

Надо отметить, что балка, на которой было произведено измерение напряжений, после сварки была несколько скручена „винтом“ и при нагрузке изгибалась не только в плоскости стенки, но и в плоскости поясов, как это видно из диаграмм напряжений. Таким образом, измерение напряжений было не совсем удачным.

Из диаграммы напряжений видно, что при доведенных до кромок швах напряжений у кромок больше, чем напряжений в середине пояса (диаграмма вогнутая). Наоборот, при недоведенных до кромок швах, как это было сделано в нашем опыте, напряжений на кромках получалось меньше, чем по середине пояса (диаграмма выпуклая). Можно полагать, что недоведение швов до кромок было сделано слишком большим и, таким образом, вместо неравномерности одного характера получилась неравномерность другого характера.

Вопрос о наивыгоднейшей величине недоведения шва до кромок должен быть исследован особо, как путем испытания на усталость до разрушения, так и путем измерений напряжений, например, на моделях в поляризованном свете или другим способом. На основании наших измерений можно лишь констатировать, что недоведение швов до кромок позволяет изменить характер распределения напряжений в поперечном сечении элемента возле узла.

В наших дальнейших опытах швы не доводились до кромок примерно на 20 мм. Это объясняется тем, что измерения напряжений, о которых мы выше говорили, были фактически проделаны на одном из последних образцов после окончания большей части испытаний на вибрационной машине. Таким образом, принятую в опытах величину недоведения швов до кромок нельзя считать оптимальной.

Следовательно, руководящей идеей методики нашего экспериментального исследования явилась борьба с концентрацией напряжений путем недоведения валиковых швов до кромок элементов и применения пологих швов без обработки.

Надо указать, что, конечно, эти меры не могут устранить полностью концентрацию напряжений, а лишь уменьшают ее. Однако амплитуда переменных напряжений в вагонах сравнительно невелика и потому даже частичное устранение концентрации должно дать практически существенный эффект.

Тем не менее мы сочли нужным провести также вибрационные испытания узлов с уменьшенной местной концентрацией напряжений, что достигалось путем обработки швов после сварки.

Переходим к описанию образцов, примененных нами для вибрационных испытаний.

3. Образцы

В соответствии с основными идеями, положенными в основу методики, мы испытывали четыре типа пересечений балок.

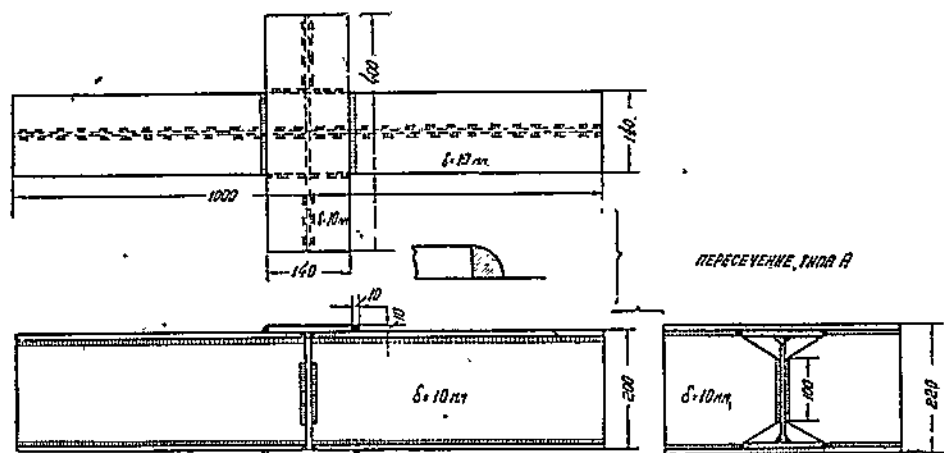


Рис. 22. Образец пересечения балок с валиковыми швами, доведенными до кромок поясов (тип А).

Пересечение типа А (см. рис. 22) являлось моделью существующего в настоящее время в вагонах типа пересечения балок. Пояса пересекающихся балок соединены между собой валиковыми швами полной длины, имеющими сечение с равными катетами.

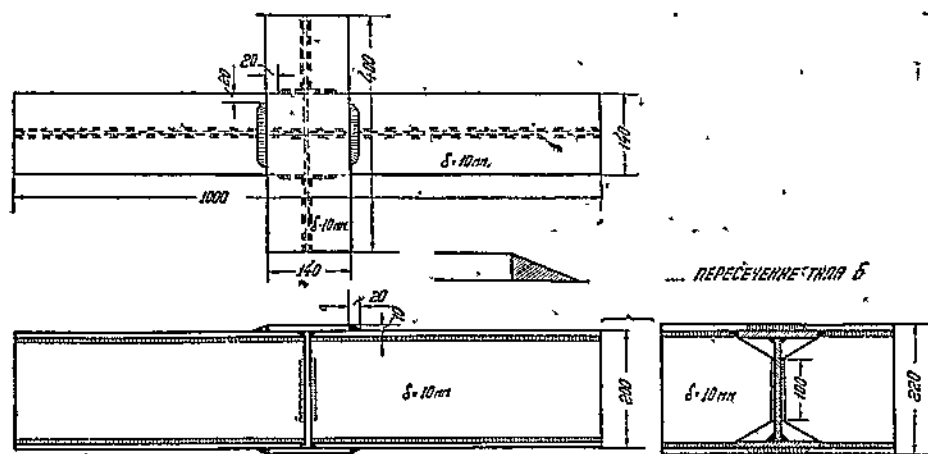


Рис. 23. Образец пересечения балок с валиковыми швами, не доведенными до кромок балок (тип Б).

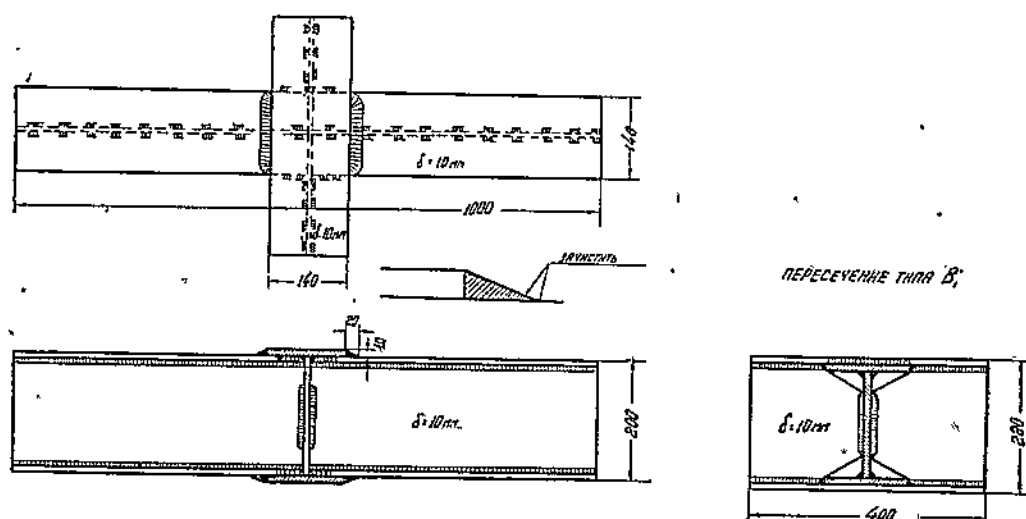


Рис. 24. Образец пересечения балок с пологими лобовыми швами, доведенными до кромок и зачищенными в местах перехода к основному металлу (тип В).

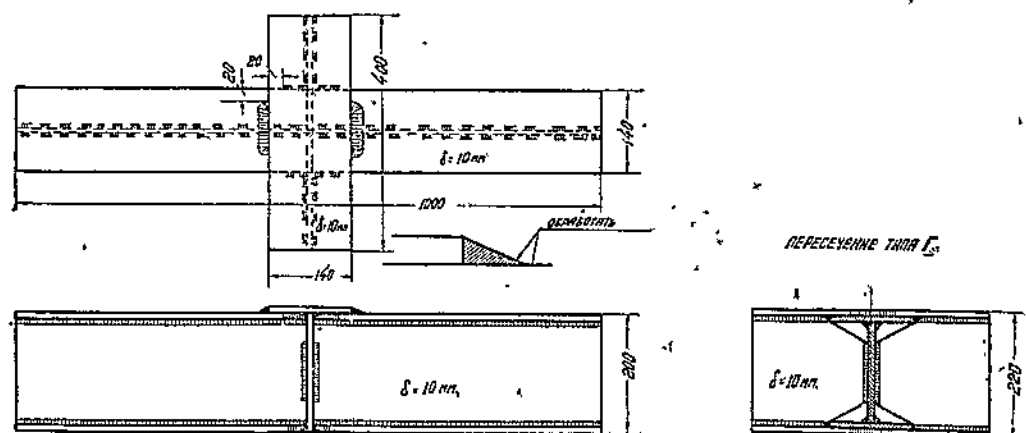


Рис. 25. Образец пересечения балок с пологими лобовыми швами, не доведенными до кромок и зачищенными в местах перехода к основному металлу (тип Г).

Пересечение типа Б (см. рис. 23) отличалось от предыдущего тем, что валиковые швы не доведены до кромок поясов приблизительно на 20 мм. Кроме того, горизонтальный катет сделан приблизительно вдвое больше вертикального катета. Таким образом, шов принял пологое сечение.

Пересечение типа В (см. рис. 24) отличалось от пересечения типа А только тем, что лобовые швы были сварены с неравными катетами и основание шва тщательно заглажено напильником.

Пересечение типа Г (см. рис. 25) отличается от предыдущего тем, что заглаженные швы не были доведены до кромок элементов.

Нетрудно видеть, что в этих четырех типах образцов представлены четыре комбинации:

- а) швы полной длины, незаглаженные,
- б) швы неполной длины, незаглаженные,
- в) швы полной длины, заглаженные,
- г) швы неполной длины, заглаженные.

Пересечение типа Б отличается от пересечения типа А не только тем, что швы недо-

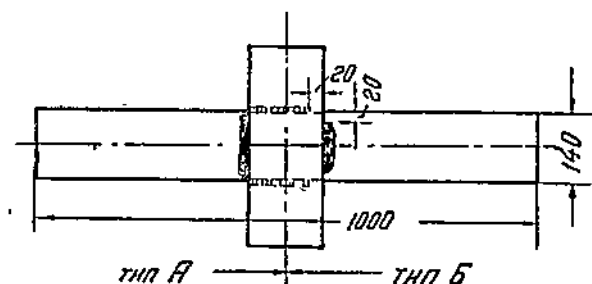


Рис. 26. Устройство двух образцов на одной балке.

ведены до кромок, но и тем, что швам придано пологое сечение. Исследовать влияние каждого из этих двух факторов в отдельности мы в данном случае не смогли ввиду ограниченного количества образцов, которое мы могли сделать. Однако следующие два типа образцов (В и Г) отличались только тем, что в одном случае швы были доведены до кромок, а в другом нет. Сечение обоих швов было одинаково.

Испытанные образцы имели размеры, показанные на рис. 26. Образец состоял из средней части длиной 1,0 м и концов длиной по 2,0 м. Концы имели точно такое же сечение, как и средняя часть, и приваривались к ней стыковыми швами, которые потом несколько заглаживались. Таким образом, каждая испытанная балка имела общую длину, равную 5 м. Узел образовался путем присоединения короткой поперечной балки, имеющей общую длину в 400 мм.

Для сокращения времени испытаний конструкция узла пересечения делалась несимметричной. Например, с левой стороны делалось пересечение, которое мы выше назвали типом А, а с правой стороны делалось пересечение типа Б. После образования трещины усталости со стороны пересечения типа А трещина вырубалась и заваривалась стыковым швом, который затем заглаживался. Испытание продолжалось до образования трещины усталости со стороны пересечения типа Б.

Таким образом, на каждой балке делалось по два образца. Этим расход металла и время испытаний сокращались примерно вдвое, что имело большое значение ввиду сложности и длительности испытаний. Нетрудно видеть, что можно было бы одновременно на одной балке испытывать и четыре образца, если бы сделать разные типы пересечений не только слева и справа, но также сверху и снизу.

Однако, благодаря весу вибратора, в нашей машине знакопеременный цикл колебаний получается немного несимметричным. Чтобы не вводить этого фактора в результаты испытаний, мы отказались от испытания одновременно четырех типов пересечения на каждой балке и испытывали одновременно только два типа пересечений.

Естественно поставить вопрос, не нарушаются ли условия испытания тем, что после разрушения образца с одной стороны мы завариваем трещины и продолжаем испытание другой стороны. Здесь мог бы иметь значение либо термический эффект, либо влияние возникших при таком ремонте внутренних напряжений.

Однако ясно, что нагрев одной стороны образца при заварке трещины в другой стороне образца будет незначительным, так как расстояние между этими местами равно 150 мм.

Усадочные напряжения при заварке трещины, конечно, возникают, но знак и величина их будут примерно такими же, как и при заварке лобовых швов узла. Эти первоначальные напряжения после

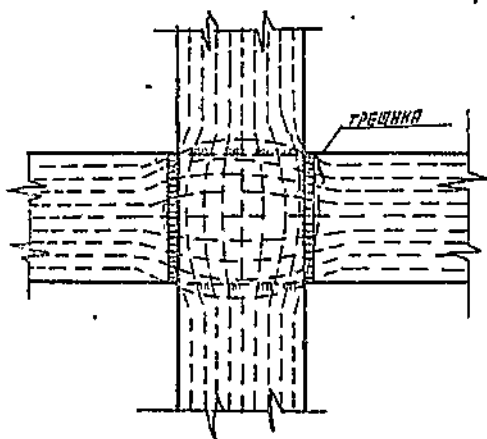


Рис. 27. Устройство двух образцов на одной балке.

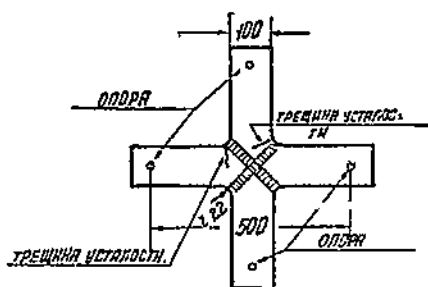


Рис. 28. Образец из швейцарских испытаний на усталость при двухосных напряжениях.

появления трещины усталости и дальнейшей вырубке этого места исчезают. Заварка трещины восстанавливает эти напряжения с некоторыми, конечно, отклонениями от первоначальной величины. Если к этому добавить, что вообще влияние внутренних напряжений на вибрационную прочность сварных конструкций невелико, то становится ясным, что и в этом отношении ремонт образцов сваркой в процессе испытания в данном случае вполне допустим.

Поперечная балочка в наших образцах имела длину всего 400 мм. Возникает вопрос, не следовало ли бы сделать ее более длинной и опереть на концах так же, как оперта наша главная балка. Несомненно, что такое устройство образца и его закрепление было бы ближе к действительным условиям, чем то, которое осуществлено у нас.

Однако нетрудно показать, что такое усложнение опытов для приближения их к действительным условиям является ненужным, и что условия работы главной балки на усталость не изменятся от того, будет ли или не будет изгибаться поперечная балка.

Действительно, изгиб поперечной балки вызывает двухосные напряжения в средней части узла (см. рис. 27). Но на кромке продольной балки поперечные напряжения будут равны нулю, так как вообще на кромках не может быть двухосных напряжений. Трещины же усталости при швах, доведенных до кромок, начинаются именно с кромки, т. е. в том месте, где напряжения все являются одноосными. Следовательно, в этом случае изгиб поперечной балки никакого значения для результатов опыта не имеет.

Подобный вопрос экспериментально исследовался Рошем и Эйхенгером¹⁾. В опытах на пульсаторе испытывались крестообразные образцы

¹⁾ Roß und Eichenger, Festigkeit geschweisster Verbindungen. Zürich, 1935.

(см. рис. 28), в пересечении которых получались двухосные напряжения. Трещины усталости образовывались на кромках в зоне одноосных напряжений.

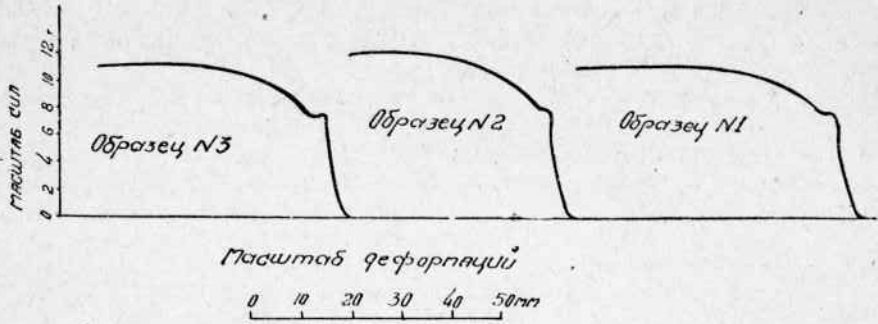


Рис. 29. Диаграммы растяжения стали для изготовления балок для вибрационного испытания.

Подобное же положение получается и в случае швов, не доведенных до кромок. Здесь трещины усталости получаются у начала лобового шва.

Направленные по второй оси напряжения, которые распространяются в поясе главной балки через лобовые швы, в начале швов и у их основания, где возникает трещина, будут близки к нулю. Напряжения, которые распространяются через фланговые швы, попадут в место возникновения трещины, но будут незначительны по величине. Таким образом, и в этом случае изгиб поперечной балки не имеет существенного значения для прочности продольной балки. Следовательно, незачем усложнять опыты путем изгиба при испытании не только продольной, но и поперечной балки.

Все испытанные образцы были изготовлены из одного и того же листа Ст-3, толщиной 10 мм, со следующим химическим составом:

Углерод	0,20%
Марганец	0,40%
Кремний	0,01%
Сера	0,017%
Фосфор	0,020%

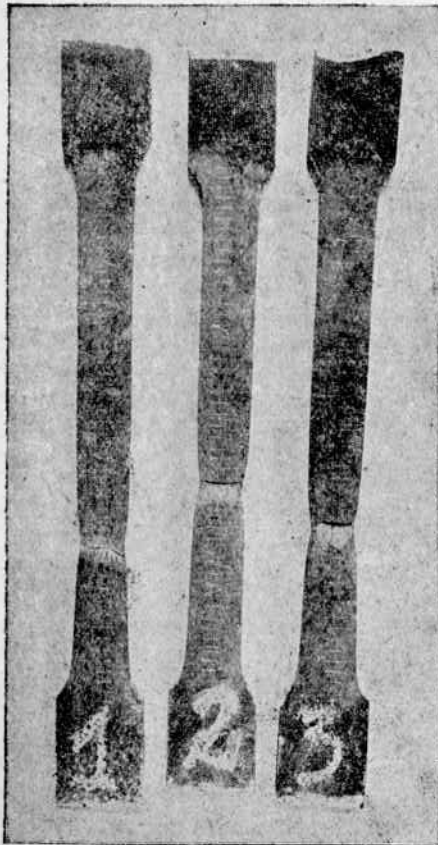


Рис. 30. Характер разрушения образцов на растяжение из стали, примененной для изготовления балок для вибрационного испытания.

Для выяснения механических свойств стали были изготовлены и испытаны на растяжение три нормальных плоских десятикратных образца. Испытание произведено на универсальной 60-тонной машине фирмы „Лозенгаузен“ со скоростью 25 мм/мин и с записью диаграммы деформации (см. рис. 29).

Результаты испытания каждого образца, а также средние арифметические для всех трех образцов приведены в табл. 3. Фотографии образцов после разрушения приведены на рис. 30.

Таблица 3

№ образца	Предел текучести, кг/см ²	Временное сопротивление, кг/см ²	Относительное удлинение δ —10%	Коэффициент пластичности ψ %	Примечание
1	2620	3750	31	62	Номера образцов в таблице соответствуют номерам на рис. 30
2	2560	3980	23	64	
3	2570	3770	27	59	
Средние из трех	2580	3830	27	61	

Все образцы были сварены одним и тем же опытным сварщиком, однако без предъявления ему каких-либо особых требований. Для сварки всех образцов, в том числе и типа А, применялись электроды с толстым покрытием марки АН-4.

В тех случаях, когда это было предусмотрено методикой, обработка швов выполнялась драчевым полукруглым напильником.

4. Испытание образцов

Схема испытания образцов представлена на рис. 31. Испытываемая балка устанавливалась на двух опорах так, что ее пролет был равен 4 м. Сверху по середине балки к ней прикреплялся вибратор; возбуждающая

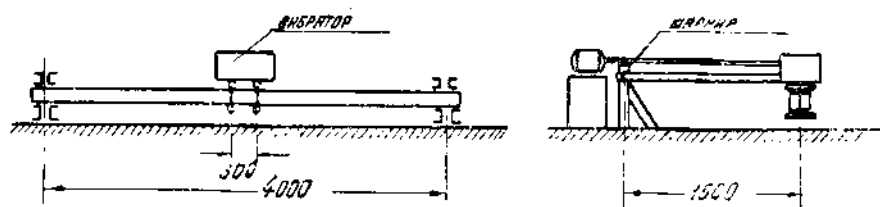


Рис. 31. Схема вибрационного испытания образцов.

сила вибратора передавалась на балку в двух точках, отстоящих друг от друга на 300 мм.

Прикрепленный к балке вибратор при испытании качался вместе с горизонтальной рамой, на которой он был смонтирован, вокруг шарнира, указанного на рис. 31. Таким образом, при своих колебаниях вибратор должен был описывать дугу круга. Длина дуги (от 8 до 18 мм) была незначительна по сравнению с радиусом круга (1500 мм), поэтому колебания вибратора по дуге круга не вызвали заметных горизонтальных колебаний балки.

Контроль за величиной напряжений при испытаниях велся по величине амплитуды колебаний балки. Для этой цели на раме машины закреплялся остро заточенный кернер, при помощи которого на куске жести записывалась диаграмма колебаний балки. Амплитуда колебаний измерялась достаточно часто и поддерживалась все время заданной величины путем регулировки реостата у мотора постоянного тока, вращающего вибратор.

Количество циклов нагрузок до разрушения образца подсчитывалось по времени испытания. Для этого необходимо было лишь периодически проверять частоту колебаний балки. Это делалось путем записи на куске фанеры диаграммы колебаний за небольшой промежуток времени (60 сек.) и непосредственным подсчетом числа колебаний.

При испытании на нашей вибрационной машине образец получал знакопеременные напряжения изгиба. Однако, как мы уже указывали, благодаря собственному весу испытываемой балки и, главным образом, благо-

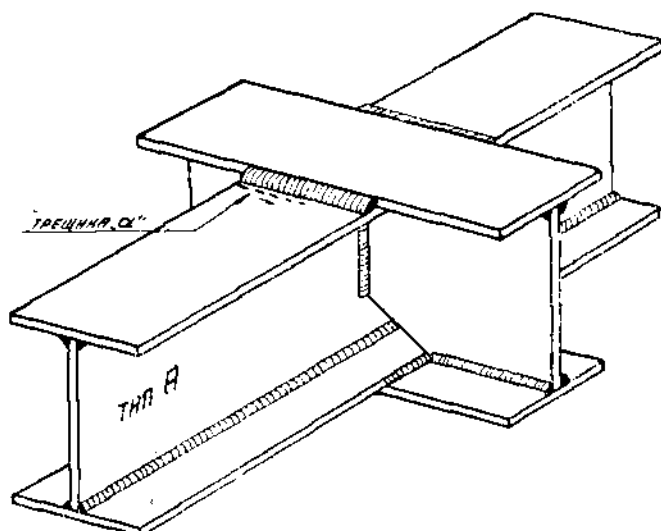


Рис. 32. Трещины усталости в образцах типа А.

даря весу вибратора (320 кг) цикл получался немного несимметричным. Напряжения в балке от ее собственного веса и веса вибратора равнялись 120 кг/см^2 .

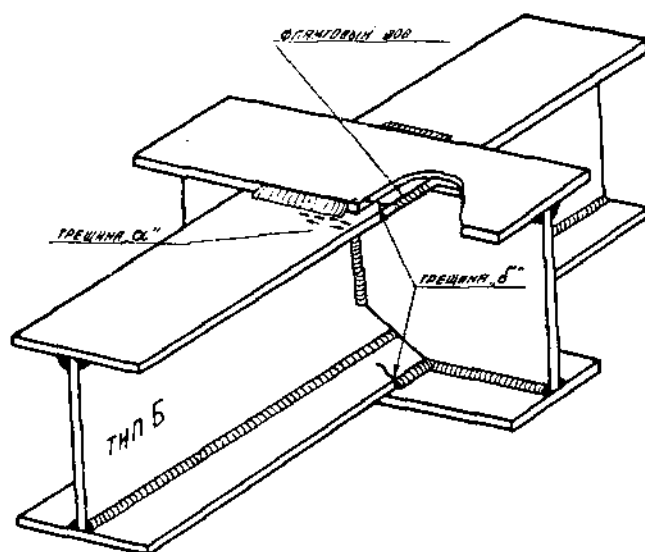


Рис. 33. Трещины усталости в образцах типа Б.

В дальнейшем мы, принимая во внимание эти постоянные напряжения изгиба, не будем учитывать смещения симметричного цикла колебания напряжений.

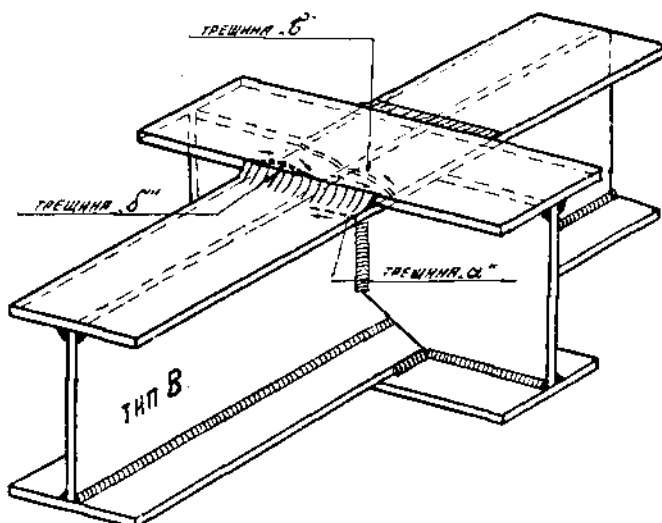


Рис. 34. Трещины усталости в образцах типа В.

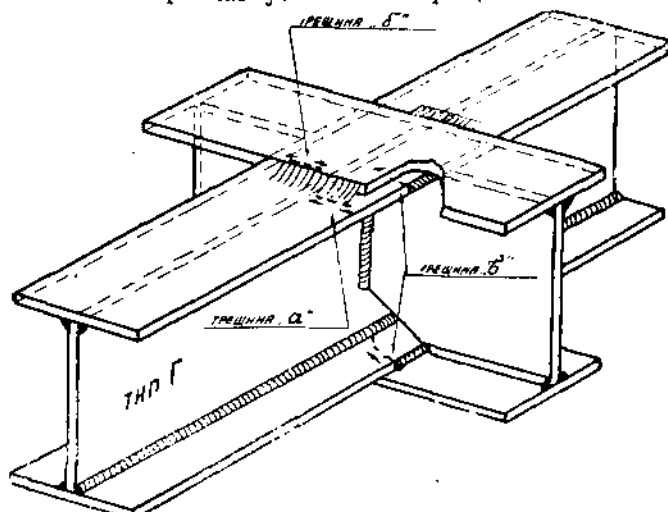


Рис. 35. Трещины усталости в образцах типа Г.

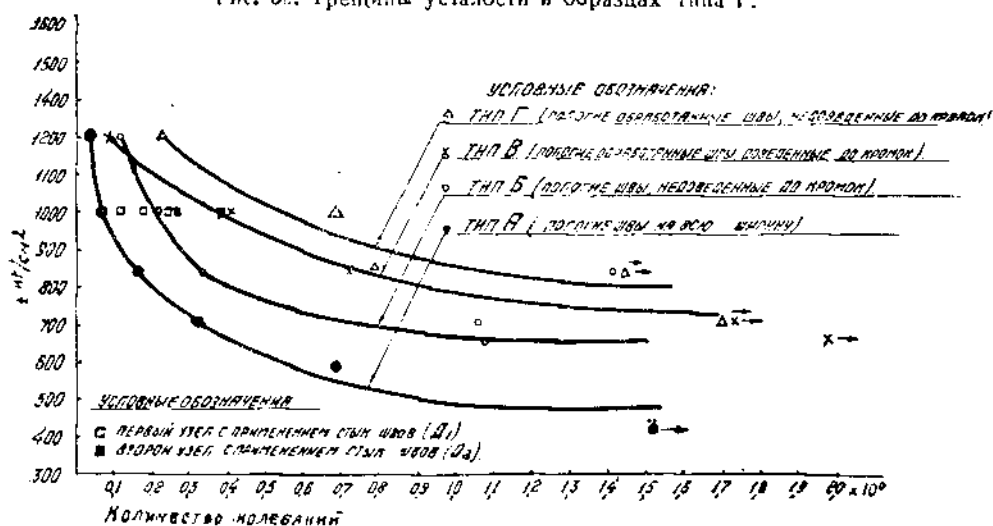


Рис. 36. Кривые Велера для испытанных типов пересечения балок.

Таблица 4

№	Тип пересечения	Условное обозначение образца	Напряжения при испытании, кг/см ²	Количество нагрузок до разрушения	Место начала трещин усталости	
					2	6
1	Валиковые швы с равными катетами. Швы доведены до кромок поясов.	A ₁	±1210	45700	У основания лобового шва у кромки (см. рис. 32а)	
2	Валиковые швы с равными катетами. Швы доведены до кромок поясов.	A ₂	±1000	76250	У основания лобового шва у кромки (см. рис. 32а)	
3	Валиковые швы с равными катетами. Швы доведены до кромок поясов.	A ₃	± 840	152000	У основания лобового шва у кромки (см. рис. 32а)	
4	Валиковые швы с равными катетами. Швы доведены до кромок поясов.	A ₄	± 710	327000	У основания лобового шва у кромки (см. рис. 32а)	
5	Валиковые швы с равными катетами. Швы доведены до кромок поясов.	A ₅	± 600	675000	У основания лобового шва у кромки (см. рис. 32а)	
6	Валиковые швы с равными катетами. Швы доведены до кромок поясов.	A ₆	± 425	1530000	Не разрушился.	
7	Валиковые швы с неравными катетами. Швы не доведены до кромок.	B ₁	±1210	115500	Две трещины одновременно. Одна у основания лобового шва, вторая у конца флангового шва (см. рис. 33 а и б).	
8	Валиковые швы с неравными катетами. Швы не доведены до кромок.	B ₂	±1000	228500	У основания обового шва (см. рис. 33а).	
9	Валиковые швы с неравными катетами. Швы не доведены до кромок.	B ₃	± 840	336300	У основания лобового шва (см. рис. 33а).	
10	Валиковые швы с неравными катетами. Швы не доведены до кромок.	B ₄	± 840	1367000	Не разрушился.	
11	Валиковые швы с неравными катетами. Швы не доведены до кромок.	B ₅	± 710	1080000	Две трещины, как в образце Б. В результате выкололся кусочек металла пояса.	
12	Валиковые швы с неравными катетами. Швы не доведены до кромок.	B ₆	± 665	1064000	Трещина, как в Б.	

№	Тип пересечения	Условное обозначение образца	Напряжения при испытании, кг/см ²	Количество нагрузок до разрушения	Место начала трещин усталости
13	Валиковые швы с неравными катетами. Швы доведены до кромок. Основание лобовых швов обработано.	B ₁	± 1200	88800	У основания лобового шва и у кромок (см. рис. 34a).
14	Валиковые швы с неравными катетами. Швы доведены до кромок. Основание лобовых швов обработано.	B ₂	± 1000	416500	В верхней части лобового шва и у конца флангового шва (см. рис. 34б и в).
15	Валиковые швы с неравными катетами. Швы доведены до кромок. Основание лобовых швов обработано.	B ₃	± 840	734000	У основания лобового шва. У кромок (см. рис. 34a).
16	Валиковые швы с равными катетами. Швы доведены до кромок. Основание лобовых швов обработано.	B ₄	± 710	1667000	Не разрушился.
17	Валиковые швы с неравными катетами. Швы не доведены до кромок. Основание лобовых швов обработано.	Г ₁	± 1200	236100	У основания лобового шва (см. рис. 35a).
18	Валиковые швы с неравными катетами. Швы не доведены до кромок. Основание лобовых швов обработано.	Г ₂	± 1000	663300	В верхней части лобового шва (см. рис. 35б).
19	Валиковые швы с неравными катетами. Швы не доведены до кромок. Основание лобовых швов обработано.	Г ₃	± 840	718000	В верхней части лобового шва и у конца флангового шва (см. рис. 35б и в).
20	Валиковые швы с неравными катетами. Швы не доведены до кромок. Основание лобовых швов обработано.	Г ₄	± 840	1370000	Не разрушился.
21	Валиковые швы с неравными катетами. Швы не доведены до кромок. Основание лобовых швов обработано.	Г ₅	± 710	1667000	Не разрушился.

Результаты испытания сведены в табл. 4. Образовавшиеся трещины усталости показаны на рис. 32—35. Каждый вид трещины обозначен на этих рисунках буквами. Ссылки на номер рисунка и букву, обозначающие тип трещины, даны в последнем столбце таблицы. Кривые Велера, изображающие результаты испытаний, представлены на рис. 36.

Количество испытанных образцов является, конечно, недостаточным для подробного освещения вопроса, и потому надо считать эти кривые и определенные по ним пределы усталости ориентировочными.

Из этих кривых видно, что при одинаковых напряжениях улучшенные типы пересечений выдержали гораздо большее число нагрузок, чем образцы с обычными пересечениями. Разница в пределах усталости, естественно, получается гораздо меньшей, но все же существенной для практических целей.

5. Испытание узлов со стыковыми швами

Кроме испытания описанных выше узлов с валиковыми швами, были испытаны также узлы с применением стыковых швов. Тип образца показан на рис. 37. Пояса обоих пересекающихся балок находятся на одном уровне. Пояс одной балки проходит без перерыва. Пояс второй балки прерывается и приваривается к поясу первой балки стыковыми швами.

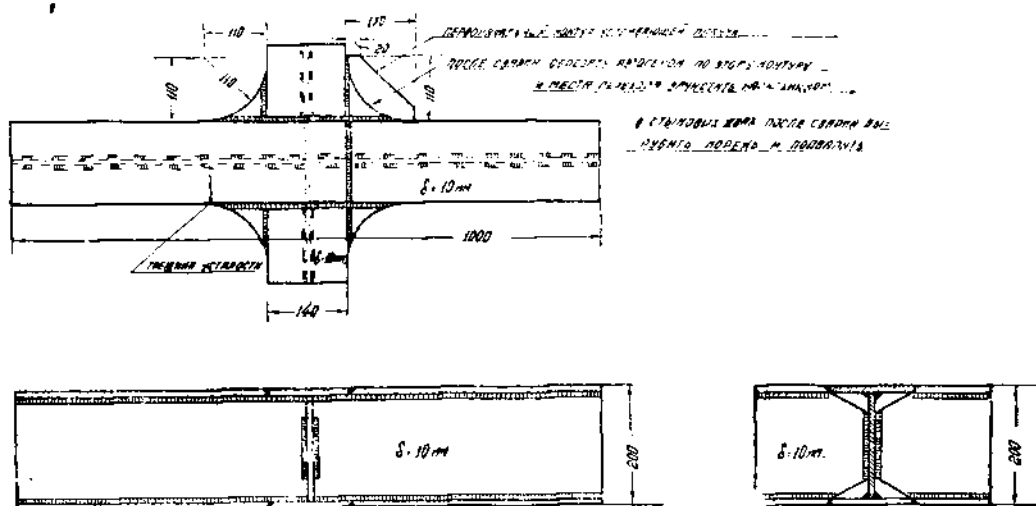


Рис. 37. Пересечение балок с применением стыковых швов.

Для усиления узла в каждом углу его вставлялась треугольная косынка с двумя срезанными углами, которая приваривалась стыковыми швами к поясам. Затем концы косынок обрезались газовой горелкой, чтобы обеспечить плавное очертание в узле, и места перехода зачищались напильниками. Корни всех стыковых швов вырубались и подваривались с другой стороны.

По своей идее такое соединение, при хорошем выполнении, должно обеспечивать высокую вибрационную прочность—не меньшую, чем в сечении вдали от узла. При этом, следовательно, можно достигнуть равнопрочности элемента по его длине.

Изготовление узлов такой конструкции несравненно более трудоемко, чем изготовление узлов с применением нахлестки и валиковых швов. В случае стыковых швов требуется предварительное скашивание кромок.

После сварки корень шва должен быть вырублен, что представляет трудоемкую операцию.

Первый образец (D_1) такой конструкции был испытан при напряжениях $\pm 1000 \text{ кг/см}^2$. Он выдержал 136000 нагрузок, после чего образовалась трещина, показанная на рис. 37. Место трещины было выпилено ножовкой. Было установлено, что излом начался от небольшой трещинки, площадью около 3 мм^2 , окрашенной в черно-синеватый цвет побежалости. Эта трещина была заварена, и испытание продолжалось, пока не образовалась в другом углу образца вторая подобная трещина после 188000 нагрузок, считая от начала испытания. Вторая трещина также была отремонтирована.

Испытание продолжалось до 249500 нагрузок, когда в третьем углу образовалась точно такая же третья трещина, началом которой опять таки оказалась трещинка в шве, перпендикулярная продольной оси шва. После этого испытание данной балки было прекращено.

Ввиду того, что обмазка электродов, которыми производилась сварка, была сделана на рыночном жидком стекле, имевшем серы в три раза больше нормы по стандарту, было решено повторить опыт.

Была изготовлена специальная партия жидкого стекла с ничтожным содержанием серы. Этими электродами был сварен второй образец (D_2) точно такой же конструкции, как и предыдущий. Испытание этого второго образца было проведено на том же режиме, что и испытание первого образца. После 251000 нагрузок образовалась первая трещина такого же характера, как и в предыдущем образце. Трещина была заварена. После 399000 нагрузок образовалась вторая трещина, уже в другом углу узла. После этого испытание было прекращено.

Причиной разрушения в обоих случаях оказались такие же трещинки, какие были обнаружены при испытании первой балки. Таким образом установлено, что причиной образования трещин явилось не сернистое жидкое стекло.

Дальнейших испытаний мы не производили. Прделанные испытания показали, что узлы со стыковыми швами являются конструкцией ненадежной. Кроме общеизвестного факта, что они требуют точной заготовки деталей, аккуратной сборки и высокого качества сварки, выяснилось, что они и при соблюдении всех этих требований обладают чувствительностью к образованию поперечных трещинок неясного происхождения.

Действительно, узлы с валиковыми швами сваривались из того же металла, теми же электродами (с повышенным содержанием серы в жидком стекле), тем же сващиком, и никаких видимых дефектов, связанных с качеством шва, в изломах не обнаруживалось. Таким образом, при всех прочих равных условиях они оказались менее чувствительными к качеству сварного шва.

6. Выводы

Выводы по второй части настоящей работы мы выразили в цифровых величинах пределов усталости и допускаемых напряжений. То и другое зависит от величины динамических коэффициентов и числа колебаний вагонов, установленных в первой части этой работы.

По кривым усталости на рис. 36 можно ориентировочно наметить пределы усталости испытанных типов пересечений балок при 1500000 нагрузок. Эти величины приведены ниже, в табл. 5.

Поскольку обычно принято пользоваться однозначными пределами усталости, то в следующей колонке той же таблицы приведены одно-

значные пределы усталости, полученные из знакопеременных путем пересчета. При пересчете мы считали, как это обычно делается немецкими авторами, что знакопеременный предел усталости равен 0,6 однозначного.

Наши испытания проводились при $1,5 \cdot 10^6$ нагрузках, а вагон, как это выяснено в первой части настоящей статьи, должен выдерживать около $100 \cdot 10^6$ нагрузок. Как указано в статье проф. Горбунова, помещенной в настоящем сборнике, можно ориентировочно считать, что однозначный предел усталости при $100 \cdot 10^6$ нагрузок равен 0,69 однозначного предела усталости

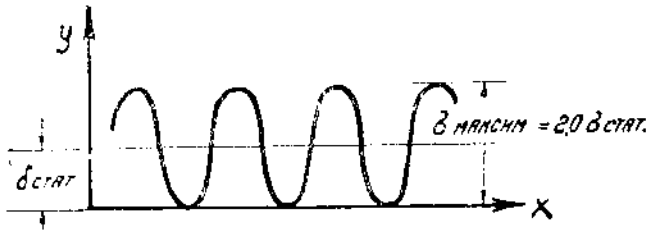


Рис. 38. Диаграмма и колебания напряжений при динамическом коэффициенте, равном 2,0.

сварного соединения при $1,5 \cdot 10^6$ нагрузок, в случае необработанных швов, и 0,82 в случае зачищенных. Подсчитанные на основании этих коэффициентов однозначные пределы усталости при $100 \cdot 10^6$ нагрузок приведены в следующей колонке той же табл. 5.

Для допускаемых напряжений примем величину на $0,5 \text{ кг/мм}^2$ меньше предела усталости.

Однозначные пределы усталости при регулярных колебаниях соответствуют динамическому коэффициенту, равному 2,0 (см. рис. 38). Как указано в первой части этой статьи, динамический коэффициент для рамы и кузова вагона можно принять равным 1,35. Допускаемые напряжения, соответствующие данному динамическому коэффициенту, рассчитаем следующим образом.

При динамическом коэффициенте 1,35 коэффициент амплитуды равен:

$$K = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{0,65}{1,35} = 0,48.$$

Как известно, предел усталости при любом коэффициенте амплитуды может быть приближенно определен по формуле

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma_0}{1 - \alpha K} \quad (1)$$

где: σ_0 — однозначный предел усталости.

Величину коэффициента α можно найти из того условия, что знакопеременный предел усталости сварного соединения приближенно равен 0,6 однозначного предела усталости. Подставляя в формулу (1)

$$K = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = -1 \quad \text{и} \quad \sigma_{\max} = 0,6 \sigma_0$$

получаем $\alpha = 0,67$.

Подставляя в формулу (1) значение K и α , получаем формулу для интересующих нас пределов усталости

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma_0}{1 - 0,67 \cdot 0,48} = 1,475 \sigma_0 \quad (2)$$

Умножая на этот коэффициент однозначные допускаемые напряжения (т. е. для динамического коэффициента, равного двум), получим допускаемые напряжения для динамического коэффициента 1,35. Эти цифры помещены в последнем столбце табл. 5.

Таблица 5

№	Тип пересечения	Конструкция пересечения	Закоперем. предел устал. $1,5 \cdot 10^6$ колеб., кг/мм^2	Однознач. предел устал. при $1,5 \cdot 10^6$ колеб., кг/мм^2	Однознач. предел устал. при $100 \cdot 10^6$ колеб., кг/мм^2	Допуск. напряж. для динамич. коэф. 2,0 кг/мм^2	Допускаемое напряж. для динамич. коэф. $1,35 \text{ кг/мм}^2$
1	А	Валиковые швы, доведенные до кромок	4,8	8,0	5,5	5,0	7,4
2	Б	Пологие валиковые швы, не доведенные до кромок	6,5	10,8	7,6	7,0	10,3
3	В	Пологие обработанные швы, доведенные до кромок	7,5	12,5	10,3	9,8	14,4
4	Г	Пологие обработанные швы, не доведенные до кромок	8,0	13,3	10,9	10,4	15,3

В заключение нашей статьи отметим, что в дальнейших работах по данному вопросу надлежит выяснить оптимальную величину недоведения лобовых швов до кромок в рекомендуемом нами типе пересечения балок. Выяснив этот вопрос, следует затем на большом числе образцов установить величины пределов усталости пересечения с оптимальным размещением швов.

Февраль 1940 г.

Vibrationsbelastung der Wagen und Vibrationsprobe der geschweissten Knoten in Wagen

G. W. Rajewsky

Zusammenfassung

Die geschweissten Konstruktionen der Wagenrahmen und -kasten werden auf statische Belastung berechnet. Aber der Wagen, besonders der Güterwagen, ist bei Bewegung dynamischen Belastungen in der Form von stetigen Schwankungen unterworfen. Solche Belastungen können überhaupt in geschweissten Verbindungen die Entstehung von Rissen hervorrufen. Vorliegender Artikel ist zwei entsprechenden Fragen gewidmet. Im ersten Teil wird auf Grund der Prüfungen von Wagen die Frage von der Grösse des dynamischen Koeffizienten bei Wagenschwankungen und der Anzahl dieser Schwankungen analysiert. Im zweiten Teil des Artikels wird die Frage von der Festigkeit der geschweissten Trägerkreuzungen erörtert. Verbesserte Typen der Trägerkreuzungen werden vorgeschlagen. Die Ergebnisse der vom Verfasser durchgeführten Proben sind angegeben.

1. Vibrationsbelastung der Wagen. Im Artikel werden allgemeine Betrachtungen über die Natur der dynamischen Koeffizienten der Wagen angegeben. Ohne diese Angaben näher zu berücksichtigen, wollen wir zu den bei den Prüfungen der Wagen erhaltenen Ergebnissen übergehen. In Abb. 1—4 sind Proben der Spannungsszillogrammen gezeigt, welche bei der Bewegung eines geschlossenen vierachsigen Güterwagens unter Geschwindigkeiten von 18, 33, 41,5 und 66 km/st erhalten wurden. Diese Angaben sind den Materialien der Proben entnommen, welche im Institut für Wagenbau des Volkskommissariats für Eisenbahnverkehr durchgeführt wurden.

In Abb. 6—10 sind die Diagrammen angeführt, in welchen mit Punkten die Grössen der dynamischen Koeffizienten in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit aufgetragen sind. In diesen Abbildungen sind schematisch die Lagen von Teletensometern angegeben, mit welchen die Spannungen registriert wurden.

In Abb. 11—15 sind die analogen Angaben angeführt, die bei der Prüfung der Grossraumladewagen mit einer Kapazität von 60 t erhalten wurden. Abb. 16 enthält die gesamte graphische Darstellung der dynamischen Koeffizienten, die in Wagen von grosser Kapazität und verschiedenem Typ gemessen wurden.

Auf Grund der angeführten Materialien sind solche Schlussfolgerungen über die Grössen der dynamischen Koeffizienten gezogen worden:

a) Die Grössen der dynamischen Koeffizienten sind sehr verschiedenartig. Das wird auch, wie bekannt, für die dynamischen Koeffizienten von Brücken beobachtet.

b) Im allgemeinen wachsen die dynamischen Koeffizienten mit Vergrösserung der Wagengeschwindigkeit an.

c) Es gibt aber kritische Geschwindigkeiten, bei welchen eine scharfe Vergrösserung der dynamischen Koeffizienten stattfindet, welche sodann mit weiterer Geschwindigkeitssteigerung wieder abfallen. Für geschlossene Wagen mit Drehgestellen, welche je fünf Spiralfedern pro Komplex besitzen, erwies sich eine Geschwindigkeit von 33 km/st als kritisch.

d) Keine scharf ausgedrückte Differenz zwischen der Grösse der dynamischen Koeffizienten in verschiedenen Wagenelementen wird beobachtet. Es muss nur hervorgehoben werden, dass die dynamischen Koeffizienten in den oberen Querschnitten der Wagengitterelemente eines geschlossenen Wagens viel kleiner als die dynamischen Koeffizienten waren, die an anderen Stellen gemessen wurden. Aber in der Grossraumladewagen wird keine ähnliche Tendenz beobachtet. Im allgemeinen ist die Differenz zwischen den in verschiedenen Elementen gemessenen dynamischen Koeffizienten mit Ausnahme des obenerwähnten Falles nicht grösser als die Verteilung der dynamischen Koeffizienten, welche wiederholt an ein und derselben Stelle gemessen wurden. Das muss auch der Fall sein, da nach der Meinung des Verfassers die zusätzliche Spannungen im Wagen hervorrufoende Hauptursache die vertikalen Schwankungen der gesamten Masse des Wagenkastens mitsamt der Last auf den Federn der Drehgestelle ist. Deshalb kann man in erster Annäherung gleiche Grössen des dynamischen Koeffizienten für alle Rahmen und Wagenkastenelemente anwenden.

e) Bei Geschwindigkeiten bis zu 60 km/st einschliesslich erreicht die Grösse des dynamischen Koeffizienten 1,55. Die Durchschnittsgrösse des dynamischen Koeffizienten ist bei solchen Geschwindigkeiten etwa 1,35 gleich.

Da bei Berechnungen der Ermüdung nicht die maximalen Grössen der Spannungen, sondern die den Durchschnittswerten nahen Grössen von Bedeutung sind, wurde vom Verfasser für solche Berechnungen eine Grösse des dynamischen Koeffizienten von 1,35 angenommen.

II. Dauerfestigkeit der geschweissten Wagenknoten. Im zweiten Teil vorliegenden Artikels sind allgemeine Betrachtungen angeführt, welche die Festigkeit von geschweissten Trägerkreuzungen bei Vibrationsbelastung betreffen, wobei die Methodik der durchgeführten Versuche, sowie ihre Ergebnisse beschrieben werden.

Der Methodik wurde die Idee einer für Wagen genügenden Dauerfestigkeit zugrunde gelegt, die durch Anwendung flacher Kehlnähte mit ungleichen Lotseiten erreicht wird, wobei diese Kehlnähte die Ränder der Elemente nicht erreichen.

Der Verfasser weist darauf hin, dass in den Knoten der Trägerkreuzungen eine Spannungskonzentration nicht nur an der Basis der Kehlnaht (s. Abb. 18), sondern auch in den Kreuzungswinkeln der Trägergurte (s. Abb. 20) hervorgerufen wird. In letzterem Falle findet eine scharfe Veränderung des Querschnitts in der Richtung des Stärkestroms in grösserem Umfang als an der Basis der Kehlnaht (Mikrokonzentration) statt.

Mit der Vibrationsmaschine wurden folgende Typen von Trägerkreuzungen geprüft.

Kreuzung vom A-Typ (s. Abb. 22). Eine solche Kreuzung stellt ein Muster des gegenwärtig in Wagen existierenden Typs von Trägerkreuzungen dar. Die Gurte der sich kreuzenden Träger sind miteinander durch Kehlnähte voller Länge mit einem Querschnitt mit gleichen Lotseiten verbunden.

Kreuzung vom B-Typ (s. Abb. 23). Sie unterscheidet sich vom vorhergehenden Typ dadurch, dass die Kehlnähte die Ränder der Gurte etwa um 20 mm nicht erreichen. Ausserdem ist die horizontale Lotseite etwa zweimal grösser als die vertikale. Auf solche Weise erhält die Naht einen flachen Querschnitt.

Kreuzung vom C-Typ (s. Abb. 24). Dieselbe unterscheidet sich von der Kreuzung vom A-Typ nur dadurch, dass die Stirnnähte mit ungleichen Lotseiten geschweisst sind und die Nahtbasis mit einer Feile geglättet wird.

Kreuzung vom E-Typ (s. Abb. 25). Diese Kreuzung unterscheidet sich von der vorhergehenden dadurch, dass die geglätteten Nähte die Ränder der Gurte um 20 mm nicht erreichen.

Wie leicht zu ersehen ist, stellen diese vier Typen der Proben vier mögliche Kombinationen dar:

- A) die Nähte sind von voller Länge, nicht geglättet;
- B) die Nähte sind von unvoller Länge, nicht geglättet;
- C) die Nähte sind von voller Länge, geglättet;
- D) die Nähte sind von unvoller Länge, geglättet.

Die Kreuzung vom A-Typ unterscheidet sich vom B-Typ nicht nur dadurch, dass die Nähte nicht bis zu den Rändern reichen, sondern auch dadurch, dass den Nähten ein flacher Querschnitt erteilt worden ist. Eine Untersuchung des Einflusses jedes der beiden Faktoren im einzelnen wurde nicht durchgeführt, da nur eine beschränkte Anzahl von Proben vorhanden war. Aber die beiden Typen der Proben (E und D) unterscheiden sich nur dadurch, dass in einem Falle die Nähte bis zu den Rändern reichten und im zweiten Falle dies nicht vorlag. Der Querschnitt beider Nähte war gleich.

Die untersuchten Proben wiesen Grössen auf, die in Abb. 26. angeführt sind. Die Probe bestand aus einem Mittelteil mit einer Länge von 1,0 m und aus Endstücken von 2,0 m. Dieselben hatten denselben Querschnitt wie der Mittelteil und wurden mit Stumpfnähten angeschweisst, welche danach etwas geglättet wurden. Auf solche Weise hat jeder geprüfte Träger eine Gesamtlänge von 5 m. Der Knoten wurde durch Anschweissen eines kurzen Querträgers mit einer Gesamtlänge von 400 mm erhalten. Der Querträger wurde nicht gestützt.

Alle geprüften Proben wurden aus demselben Stahlblech mit einer Dicke von 10 mm und folgender chemischer Zusammensetzung hergestellt:

Kohlenstoff	0,20%
Mangan	0,40%
Silizium	0,01%
Schwefel	0,017%
Phosphor	0,020%

Alle Proben wurden von ein und demselben erfahrenen Schweisser geschweisst, wobei an diesen keine besonderen Forderungen gestellt wurden. Zur Schweißung aller Proben, darunter auch derjenigen vom A-Typ wurden Elektroden mit dicker AH-4-Umhüllung angewandt.

In den Fällen, in welchen es die Methodik erforderte, wurden die Nähte mit einer halbrunden Feile bearbeitet.

Das Schema der Anlage zur Prüfung der Proben ist in Abb. 31 dargestellt. Der untersuchte Träger wird aufgestellt und mit zwei Stützvorrichtungen auf solche Weise befestigt, dass der Durchlass 4 m gleich ist. Oben wird an der Trägermitte der Vibrator befestigt; die Kraft des Vibrators wird auf den Träger an zwei Stellen übertragen, welche sich voneinander in einem Abstand von 300 mm befinden.

Die Versuchsergebnisse sind in Tab. 4 zusammengestellt. Die entstehenden Risse sind in Abb. 32—35 angegeben. Jede Art derselben ist in dieser Abbildung mit Buchstaben bezeichnet. Hinweise auf die Nummer der Abbildung und den die Art der Risse bezeichnenden Buchstaben sind in der letzten Spalte der Tabelle angeführt. Die Wöhlerschen Kurven, welche die Versuchsergebnisse darstellen, sind in Abb. 36 gezeichnet.

Aus diesen Kurven ist zu ersehen, dass unter gleichen Spannungen die besseren Typen der Kreuzungen eine viel grössere Anzahl der Belastungen aushalten, als die Proben mit gewöhnlichen Kreuzungen. Die Differenz in der Ermüdungsgrenzen ist natürlich viel kleiner, aber doch von wesentlicher Bedeutung für praktische Zwecke.

Ausser den obenerwähnten Knoten mit Kehlnähten wurden auch Knoten mit Stumpfnähten geprüft. Eine solche Probe ist in Abb. 37 widergegeben. Die Gurte beider sich kreuzenden Träger befinden sich auf ein und derselben Höhe. Der Gurt des einen Trägers ist durchlaufend, der Gurt des zweiten Trägers unterbrochen, und wird dem Gurt des ersten mit Stumpfnähten angeschweisst.

Zur Stärkung des Knotens wird an jedem seiner Winkel ein dreieckiges Eckblech eingefügt, das mit Stumpfnähten den Gurten angeschweisst wird. Sodann werden die Enden des Eckblechs mit einem Gasbrenner abgeschnitten, um den Knoten glatte Umrisse zu verleihen, und die Übergangsstellen mit der Feile geglättet. Die Ränder aller Stumpfnähte werden ausgeschnitten und an der anderen Seite zugeschweisst.

Eine solche Verbindung muss, ihrer Idee nach, bei guter Ausführung eine grosse Dauerfestigkeit bewähren, die nicht kleiner sein wird als diejenige der vom Knoten entfernten Querschnitte. Auf solche Weise kann durch dies Verfahren eine gleiche Festigkeit des Elements auf seiner gesamten Länge erreicht werden.

Die Herstellung von Knoten dieser Konstruktion ist viel schwerer als diejenige von Knoten unter Anwendung von aufgeschweissten Laschen und Kehlnähten. Bei Anwendung von Stumpfnähten müssen die Ränder vorher abgeschrägt werden. Nach der Schweissung muss man die Nahtwurzel ausschneiden, was eine langwierige Arbeit erfordert.

Die erste Probe (D_1) von solcher Bauart wurde bei Spannungen von $+1000 \text{ kg/cm}^2$ geprüft. Sie hielt 136 000 Belastungen aus, wonach sich der in Abb. 37 angeführte Riss bildete. Diese Stelle wurde mit einer Messerfeile ausgeschnitten. Es wurde festgestellt, dass der Bruch mit einem kleinen Riss von grau-bläulicher Farbe mit einer Fläche von etwa 3 mm^2 anfang. Wiederholte Proben stellten immer solche Risse fest.

Weitere Proben wurden nicht unternommen. Die durchgeführten Prüfungen bewiesen, dass Knoten mit Stumpfnähten eine unzuverlässige Konstruktion sind. Ausser der allgemein bekannten Tatsache, dass dabei ein genaues Herstellen und Montieren der Teile und Schweissen von hoher Qualität erforderlich sind, wurde festgestellt, dass sie auch bei Erfüllung dieser Anforderungen sehr empfindlich gegen Bildung von kleinen Querrissen von unbestimmter Herkunft sind.

Wirklich wurden Kehlnähte aus demselben Metall, mit denselben Elektroden, von demselben Schweisser geschweisst und wiesen keine sichtbaren, mit der Qualität der Naht verbundenen Fehlstellen in den Biegungen auf. Auf solche Weise besaßen sie unter anderen gleichen Bedingungen eine kleinere Empfindlichkeit gegen Auftreten des erwähnten Mangels.

Am Ende des Artikels sind die zulässigen Spannungen für geschweisste Rahmen- und Wagenkasten von Güterwagen angeführt, welche auf Grund der gefundenen Ermüdungsgrenzen und des dynamischen Koeffizienten von 1,35 berechnet wurden.

Методы улучшения сварных соединений товарных вагонов и допускаемые напряжения для них

Б. Н. Горбунов

ВВЕДЕНИЕ

§ 1. Вибрационная и ударная нагрузка на товарные вагоны

В настоящем параграфе доказывается, что старый способ расчета вагона недостаточен, так как при старом способе действие всех нагрузок на вагон сводят к действию статической нагрузки и допускают напряжения, как для статической нагрузки. Следует считать, что товарный вагон работает от вибрационной и повторной ударной нагрузки, что позволяет правильное подойти к назначению допускаемых напряжений и способам улучшения конструкции.

Недостатки существующего способа расчета. Существующий способ расчета сводится к проверке напряжений от статической нагрузки и сравнению их с допускаемым; которое принято одинаковым для всех элементов. Действие удара приравнивается к действию горизонтальной статической силы в 80 т, причем принимаются те же допускаемые напряжения. Очевидно, что приравнивать работу вагона во время его эксплуатации к действию статических нагрузок неверно. Вагон испытывает не однократную нагрузку, а многократные толчки и колебания на рессорах при движении в пути и многократные удары во время маневров. За время эксплуатации в элементах вагона возникает много миллионов перемен напряжений, и вагон испытывает десятки тысяч ударов во время маневров. При таком числе нагрузок в элементах может появиться усталость, т. е. разрушения в виде трещин, начинающихся у мест концентрации напряжений, главным образом у отверстий и у начала швов. Таким образом, работа сварных соединений в вагонах имеет совсем иной характер, чем при статической нагрузке. Допускаемые напряжения при усталости зависят от количества нагрузок, от величины амплитуды переменных напряжений и от формы соединения, причем для разных типов соединений они могут сильно меняться. Дополнительные напряжения (от эксцентриситетов и т. д.) приобретают большое значение, так как увеличивают опасность усталости. Точно также качество сварки оказывается еще более важным фактором прочности, чем при статической нагрузке, так как каждый дефект в сварном шве является источником концентрации напряжений. В этом случае увеличением количества наплавленного металла нельзя добиться повышения прочности. Запасы прочности при расчете на усталость назначают, исходя из принципа, отличного от способа назначения запасов при статической нагрузке; они имеют другую величину. При расчете на усталость обеспечивается долговечность вагона и имеется возможность придать элементам вагона наименьшее сечение, применив наиболее рациональные типы соединений в наиболее напряженных местах.

Динамические напряжения при движении по пути. Динамические напряжения вагона при движении в пути возникают вследствие колебаний на рессорах от толчков в пути. Характер динамических напряжений в элементах товарного вагона можно усмотреть из рис. 1, воспроизводящего запись напряжений в хребтовой балке 50 т крытого вагона при движении с разными скоростями ¹⁾. Приборы записывают

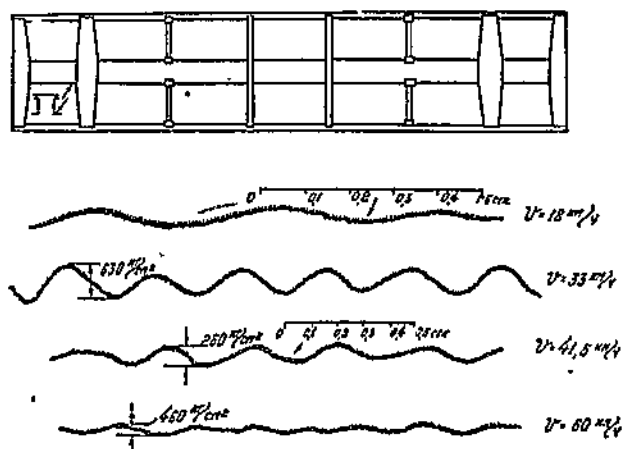


Рис. 1

только динамическую добавку, которая складывается с напряжением от статической нагрузки. Диаграммы показывают, что динамические напряжения имеют регулярный колебательный характер. Наибольшие динамические напряжения получились при скорости около 30 км/ч; при больших скоростях динамическое действие сначала уменьшается, а затем вновь возрастает. Период одного цикла перемен напряжений при скорости около 30 км/ч равен примерно 0,3 сек. Это позволяет определить общее число перемен напряжений в $100 \cdot 10^6$ за все время существования вагона (см. статью Г. В. Раевского „Вибрационная нагрузка вагонов и вибрационные испытания сварных узлов вагонного типа“ в настоящем сборнике). Сравнение одновременно произведенных записей для разных мест конструкции рамы и кузова вагона и прогиба рессор показало, что периоды напряжений и прогибов совпадают. Это указывает, что главной причиной появления динамических напряжений являются колебания на рессорах от толчков в пути. Указанное положение требует подробной специальной экспериментальной и теоретической проверки. Амплитуды переменных напряжений достигают таких величин, что проверка на усталость необходима.

Динамические напряжения при маневрах. Во время маневров вагон испытывает ряд ударов разной силы в зависимости от добросовестности и умения паровозных механиков и от условий маневров. Мы считаем, что вагон в основном должен быть рассчитан не на случайный удар при недопустимой на маневрах скорости, а должен выдержать большое число нормальных ударов. Это число ударов должно быть уточнено путем специальных наблюдений; можно все же сказать, что число нормальных расчетных ударов исчисляется десятками тысяч. Одиночные удары со скоростью, превышающей допустимую при маневрах, должны учитываться при пониженных запасах прочности.

Как показали опыты (напр., Института электросварки АН УССР, см. дальше § 9), уже при нескольких тысячах ударов разрушение сварных балок и их соединений носит характер усталости (ударная усталость): разрушение начинается в основном металле у шва с трещины, без отчетливо заметных пластических деформаций. Характер и величина ударных напряжений мало исследованы, так как нет надежной аппаратуры для записи ударных напряжений.

¹⁾ Диаграммы сняты Вагонным отделением НИИЖДТ при помощи угольных телестензометров. Масштабы диаграмм при разных скоростях разные.

Цель работы. Из сказанного следует, что основными видами работы вагона в эксплуатации следует считать:

а) Работу на усталость при колебаниях на рессорах, которую мы будем в дальнейшем называть вибрационной усталостью.

б) Работу на усталость при повторных ударах во время маневров, которую мы будем называть ударной усталостью. Необходимо различать оба вида усталости, так как предельное число нагрузок в первом и втором случае сильно отличается; кроме того, при ударах скорость возрастания напряжений во много раз больше, чем при вибрациях. Благодаря этим двум обстоятельствам допускаемые напряжения при ударах будут больше, чем при вибрациях.

Таким образом, при проектировании следует вагон рассчитывать на два рода нагрузки: вибрационную и повторную ударную; следует разработать два способа расчета и два вида допускаемых напряжений. Исходя из того, что товарные вагоны работают не на статическую, а на динамическую нагрузку, мы поставили своей целью собрать опытный материал о вибрационной и ударной усталости сварных соединений, применяемых в товарных вагонах, на их основании предложить допускаемые напряжения для уточненного расчета и выяснить меры для повышения прочности сварных соединений вагонов при вибрационной и повторной ударной нагрузке. Насколько нам известно, такая работа производится впервые, поэтому многие наши выводы подлежат дальнейшей проверке и уточнению. Наши предложения основаны на результатах лабораторных опытов со сварными соединениями с одной стороны, а с другой стороны, на основании результатов обследований работы вагонов на станциях, ремонтных пунктах, ремонтных заводах, собранных в различных отчетах, и результатов испытаний вагонов. Систематического накопления практических данных об условиях работы вагонов и их поведения при эксплуатации НКПС до последних лет не производил, и в настоящее время это делается недостаточно систематично. Между тем, выводы наши нуждаются в систематической проверке на практическом материале и статистических данных, чем должны заняться учреждения НКПС. Добавим, что в процессе проработки нашей темы возникло много новых отдельных вопросов, которые поставлены в настоящей статье и требуют своего решения.

Мы приносим благодарность товарищам из НИИЖДТ и НИБ Главтрансмаша за материалы испытаний вагонов, любезно предоставленные в наше распоряжение.

Глава I

РАБОТА СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ВАГОНОВ ПРИ ВИБРАЦИОННОЙ НАГРУЗКЕ

§ 2. Данные о вибрационной прочности сварных соединений

В этом параграфе собраны опытные данные о пределах усталости различных типов сварных соединений стержней, балок и их пересечений. Пределы усталости при $100 \cdot 10^6$ нагрузок определены приближенно. Приведены формулы, по которым можно определить пределы усталости при любом характере переменной нагрузки. При вибрационной нагрузке опасным является сечение по основному металлу у начала швов, а не сечение швов. Поэтому пределы усталости относятся к основному сечению стержня.

Основные понятия. Пределом усталости или выносливости раньше называли то напряжение, при котором металл или деталь, не разрушаясь, выдерживали сколько угодно перемен напряжений. Действительно, кривые Велера, полученные при испытании обточенных образцов, показывают, что с увеличением числа нагрузок кривая напряжений асимптотически приближается к горизонтальной прямой, проведенной на уровне

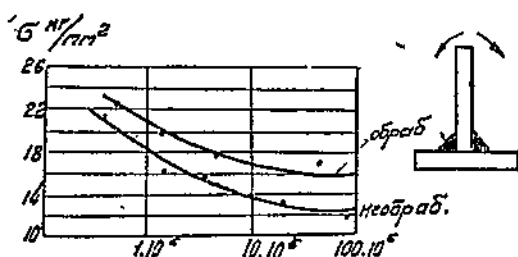


Рис. 2

напряжения, которое принимают за предел усталости. Число нагрузок при испытаниях обточенных образцов доводят обычно до $10 \cdot 10^6$. Существует мнение, что сварные необработанные соединения не имеют ясно выраженного предела усталости, т. е. кривая Велера не имеет асимптотического участка. На рис. 2 приведены результаты опытов Липпа (Elektroschweissung, 1935, с. 147). Испытывались на переменный изгиб два типа соединений втавр: с фрезерованными и с необработанными швами. Кривая Велера для обработанных образцов (верхняя на рис. 2) имеет асимптотический участок, т. е. при увеличении числа нагрузок напряжение стремится к пределу. Кривая Велера для необработанных образцов (нижняя на рис. 2) показывает, что с увеличением числа нагрузок напряжение продолжает падать и не стремится к пределу, даже при $100 \cdot 10^6$ перемен напряжений.

Испытание обточенных образцов или вообще небольших образцов не может дать правильного ответа о вибрационной прочности целой конструкции. Поэтому в настоящее время считается правильным испытывать целые соединения, размерами приближающиеся к действительным. Доводить испытание таких больших образцов до многих миллионов нагрузок невозможно по техническим причинам. Кроме того, количество решающих для прочности нагрузок в таких сооружениях, как мосты, не достигает большого числа миллионов. Поэтому при испытаниях сварных соединений ограничивались $1 \cdot 10^6$ или $2 \cdot 10^6$ нагрузок, определяя условный предел усталости. Два миллиона нагрузок было достаточно для мостов; как выяснено в § 1, рама и кузов вагона испытывают значительно большее число нагрузок.

Заметим, однако, что при увеличении числа нагрузок свыше двух миллионов предел усталости уменьшается уже незначительно.

При испытаниях повторной однозначной или знакопеременной нагрузкой на усталость разрушение образца происходит вследствие появления трещины при напряжениях, обычно меньших предела текучести. Трещина появляется в местах резкого изменения сечения, например, у дыры, у начала сварного шва, подреза, кратера, у начала выкружки, насечки на стержне, в дефекте шва и т. д. В этих местах, благодаря резкому изменению сечения, силовой поток испытывает стеснение, отчего образуется местная концентрация напряжений (см. рис. 3). В местах концентрации напряжений и зарождается начало трещины усталости, которая затем распространяется по всему сечению стержня или шва.

Из сказанного ясно, что на величину предела усталости сильно влияет форма стержня или сварного соединения.

В сварном соединении следует отличать предел усталости сварного шва от предела усталости основного металла стержня, соединенного сваркой. Более важным является второй предел усталости. Действительно,

чтобы увеличить прочность швов, достаточно увеличить их рабочее сечение, что мало отразится на общем весе вагона и на общей стоимости его изготовления. Но, чтобы увеличить прочность основного металла стержней или балок при той же степени концентрации напряжений от сварных швов, нужно увеличить сечение основного металла, что влечет за собой сильное увеличение общего веса и ощутительное удорожание конструкций и эксплуатации вагона.

Предел усталости в первом случае естественно относить к рабочему сечению швов, а предел усталости во втором случае принято относить к сечению основного металла, рассчитывая напряжения обычным способом, как для стержня или для балки (по формулам $\frac{M}{W}$ или $\frac{P}{F}$), не

принимая во внимание величин местных напряжений в местах концентрации у, начала швов. Такие условные напряжения, рассчитанные без учета концентрации напряжений, называются номинальными напряжениями и должны быть положены в основание допускаемых напряжений, так как полный учет концентрации напряжений значительно усложнил бы расчет.

Величина предела усталости для одного и того же типа соединений зависит от характера изменения нагрузки или напряжений. Напряжения могут меняться от нуля до максимума (см. рис. 4а), менять свой знак

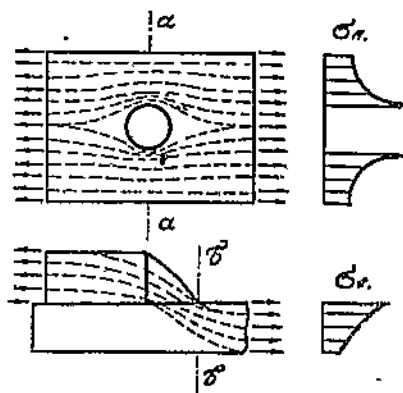


Рис. 3

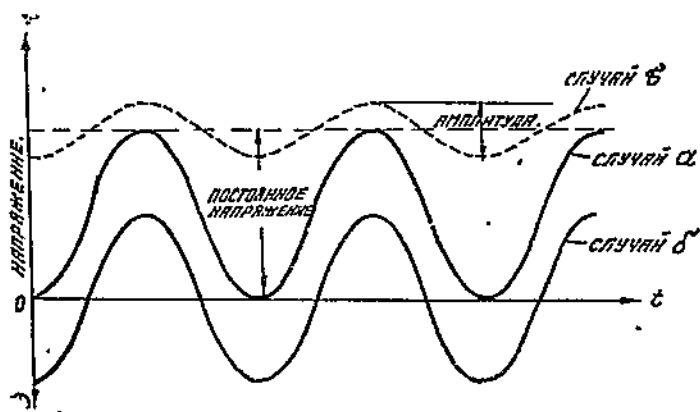


Рис. 4

так, что $\sigma_{\min} = -\sigma_{\max}$ (рис. 4б) или же цикл может быть несимметричным, как показано на рис. 4а. Предел усталости для цикла напряжений, меняющихся от нуля до максимума, мы будем называть однозначным пределом усталости; предел усталости при симметричном цикле будем называть знакопеременным пределом усталости. Разность между максимальным и минимальным напряжением цикла называется амплитудой напряжений. Всякий цикл напряжений можно себе представить, как состоящий из постоянного по величине и знаку среднего напряжения (равного полусумме максимального и минимального) и переменного, периодически меняюще-

тся напряжения с амплитудой, равной разности максимального и минимального напряжения. Пределы усталости при несимметричных циклах зависят от минимального и максимального напряжения цикла, или, что то же, от среднего напряжения и амплитуды переменной части напряжений. Эту зависимость часто представляют в виде диаграммы Гудмана, схематически показанной на рис. 5. По горизонтальной оси отложено

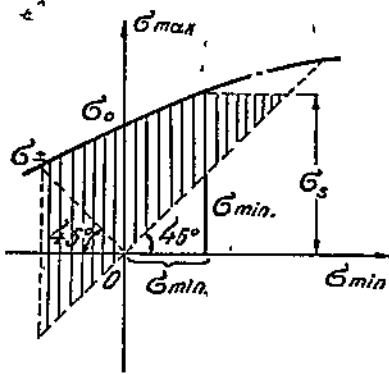


Рис. 5

минимальное напряжение цикла, а ординаты равны максимальным напряжениям цикла, являющимся пределами усталости. Ордината σ_0 на вертикальной оси равна однозначному пределу усталости ($\sigma_{min}=0$), а крайняя левая ордината $\sigma_{\pm}$ равна знакопеременному пределу усталости ($\sigma_{min}=-\sigma_{max}$). Наибольшее напряжение по диаграмме Гудмана должно быть ограничено горизонтальной прямой на уровне предела текучести, так как появление текучести так же недопустимо, как и появление трещины.

Ординаты между прямой, проведенной под углом в 45° к горизонтальной оси, и кривой Гудмана равны амплитудам напряжений, так как катеты прямоугольного треугольника с углом 45° равны между собой. Наиболее опасными для появления трещин усталости являются циклы напряжений, где преобладает растяжение. Такая диаграмма располагается выше горизонтальной оси, как показано на рис. 5. Диаграмма Гудмана для сжатия расположилась бы ниже горизонтальной оси.

Если зависимость между σ_{max} и σ_{min} принять с достаточной степенью точности по прямой (рис. 6), то эту зависимость можно выразить следующей простой формулой:

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \alpha \cdot \sigma_{min} \quad (1)$$

или

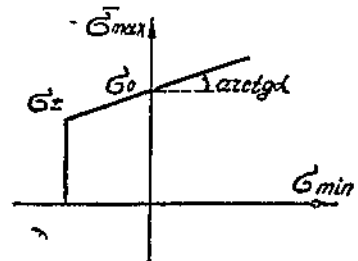


Рис. 6

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_0}{1 - \alpha \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}} \quad (2)$$

что то же самое.

Зная величины $\sigma_{\pm}$ и σ_0 , можно определить коэффициент α . Так как для построения полной диаграммы Гудмана требуется произвести очень большое число опытов, то обычно ограничиваются указанной линейной зависимостью, определяя из опытов только однозначный предел усталости σ_0 и принимая, что знакопеременный предел усталости $\sigma_{\pm}$ для сварных соединений составляет 0,6 от однозначного предела усталости σ_0 . Это отношение найдено из ряда опытов (главным образом немецких) со сварными соединениями. При этом коэффициент $\alpha=0,67$, и формулы для предела усталости примут вид:

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + 0,67 \sigma_{min} \quad (3)$$

или

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma_0}{1 - 0,67 \sigma_{\min}/\sigma_{\max}} \quad (4)$$

но не больше σ_0

Вместо σ_0 можно подставить

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{\pm}}{0,6} = 1,67 \sigma_{\pm}$$

Тогда получим

$$\sigma_{\max} = 1,67 \sigma_{\pm} + 0,67 \sigma_{\min} \quad (5)$$

или

$$\sigma_{\max} = \frac{1,67 \sigma_{\pm}}{1 - 0,67 \sigma_{\min}/\sigma_{\max}} \quad (6)$$

Сравнивая напряжения, определенные по этим формулам, с действительными напряжениями в вагонах, можно будет судить, имеется ли в вагонах усталость или нет.

Данные о вибрационной прочности сварных соединений. Определение пределов усталости сварных соединений производилось либо на пульсаторе, либо на вибрационной машине. В первом случае из опытов определялась величина однозначного предела усталости σ_0 , так как на пульсаторе удобно пользоваться только однозначной нагрузкой. На вибрационной машине, наоборот, удобнее получить знакопеременный цикл нагрузки; поэтому обычно в результате опытов определялся знакопеременный предел усталости. Если воспользоваться упрощенной зависимостью ($\sigma_{\pm} = 0,6 \sigma_0$) между пределами усталости при различных циклах, то для определения этих пределов усталости достаточно знать один из пределов усталости: однозначный или знакопеременный.

Первые опыты с усталостью сварных соединений показали, что предел усталости их довольно низок благодаря концентрации напряжений на краях швов, у кратеров, у начала швов и т. д., а также благодаря внутренним порокам швов (стыковых). Эти пределы усталости оказались ниже, чем для клепанных соединений по сечению нетто основного металла. Для улучшения сварного соединения и увеличения его вибрационной прочности было предложено уменьшить концентрацию напряжений у начала швов путем сглаживания перехода от основного металла к шву, путем перехода от соединений внахлестку к соединениям сварным стыковым швом без усиления или с плавным усилением шва. Эти меры оказались весьма действительными; опыты показали, что пределы усталости таких улучшенных типов соединений повысились и сделались больше, чем для клепанных соединений. Таким образом, открылись возможности новой экономии металла по сравнению с клепкой. Необходимым условием для такого улучшения является требование доброкачественной сварки швов, особенно стыковых, без трещин и непроваров, которые являются местами концентрации напряжений и понижают вибрационную прочность.

Ниже мы даем сводку определенных опытами пределов усталости различных типов электросварных соединений из Ст.-3. Эти данные можно разбить на две группы: а) стержни и их соединения и б) сварные балки и соединения балок. Стыковые швы вошли в первую и вторую группы, так как они служат для соединения и стержней и балок. Что касается предела усталости наплавленного металла фланговых швов на срез, то мы его не приводим, так как в стержнях, сваренных фланговыми швами,

при вибрационной нагрузке разрушаются не фланговые швы, а основной металл у начала швов, который является более слабым, чем фланговые швы на срез. Лобовые швы имеют настолько малый предел усталости, что применение одних лобовых швов в соединениях при вибрационной нагрузке нельзя рекомендовать. В приведенных ниже таблицах собраны основные результаты опытов, которые производились разными исследователями при разном числе нагрузок. Одни из них определяли пределы усталости при $2 \cdot 10^6$ нагрузок, другие при $1,5 \cdot 10^6$ нагрузок, третьи при $6 \cdot 10^6$ нагрузок. Однако, все эти результаты оказываются сравнимыми друг с другом, так как пределы усталости после миллиона нагрузок изменяются мало, понижаясь на $1-2 \text{ кг/мм}^2$ при увеличении на миллион нагрузок (см., напр., результаты опытов Липпа на рис. 2). Для некоторых случаев мы приводим кривые усталости в качестве иллюстраций результатов опытов.

Опыты показали, что сорт обмозки (тонкая и толстая) на предел усталости не влияет, если в обоих случаях наплавленный металл вполне доброкачественный, без пор, непроваров и кратеров, а поверхность шва одинаково гладкая. Но при электродах с толстой обмозкой легче получить более плавные переходы от швов к основному металлу и плавное очертание валика (за исключением случаев сварки в неудобном положении), чем при электродах с тонкой обмозкой. Поэтому многие авторы рекомендуют пользоваться электродами с толстой обмозкой для сварки соединений, работающих при вибрационной нагрузке. Так как не только сварка, но и наплавка может понизить пределы усталости, мы приводим также величины пределов усталости стержней с наплавками и приваренными деталями. Относительно пределов усталости прикреплений стержней фланговыми швами (рис. 15, 16 и 17) необходимо подчеркнуть, что эти пределы усталости являются номинальными напряжениями, полученными путем деления силы на площадь стержня. Напряжения в крайних фибрах вследствие эксцентриситетов ветви и фасонки могут быть больше. Поэтому с приведенными пределами усталости нельзя сравнивать фибровые напряжения, измеренные приборами при испытаниях. Что дополнительные напряжения влияют на предел усталости, видно из сравнения пределов усталости образцов с фланговыми швами (рис. 15): короткие образцы имеют предел усталости 8 кг/мм^2 , а длинные— 11 кг/мм^2 , так как в гибких стержнях меньше действие эксцентриситетов при растяжении.

На рис. 33, 34 и 35 мы воспроизвели кривые усталости для некоторых сварных соединений при испытании однозначной нагрузкой (Граф, Ли и Витман).

Из приведенных таблиц 1, 2 и 3 следует, что все сварные соединения можно разделить по величине опытных пределов усталости на три группы, смотря по тому, ниже, равны или выше эти пределы усталости, чем в клепанных соединениях. Предел усталости клепанных соединений можно в среднем принять 15 кг/мм^2 по сечению нетто при однозначной нагрузке и $2 \cdot 10^6$ перемен напряжений. Однако в каждой из этих групп получаются довольно значительные отличия между отдельными типами сварных соединений. Для возможности наиболее полного использования материала, что для вагонов имеет особо важное значение, мы в дальнейшем будем рассматривать индивидуально каждый тип соединения, но ограничимся в основном теми типами, которые имеют или могут иметь применение в товарных вагонах. Так, например, прикрепление уголков или швеллеров внахлестку может иметь применение, а сварка полос стыковым швом (не в стыке балок) применения, по всей вероятности, иметь не будет.

Пределы усталости при $100 \cdot 10^6$ нагрузок. В основание допускаемых напряжений мы должны положить пределы усталости при

$100 \cdot 10^6$ нагрузок, как выяснено в § 1. Однако мы не имеем данных о пределах усталости для сварных соединений при таком количестве нагрузок, так как все опыты с ними ограничивались числом $2 \cdot 10^6$ или $5 \cdot 10^6$ нагрузок. Для перехода от этого числа к $100 \cdot 10^6$ мы воспользуемся резуль-

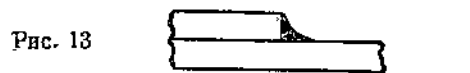
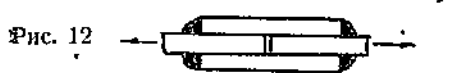
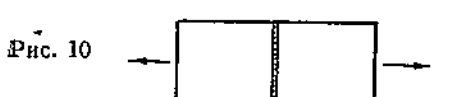
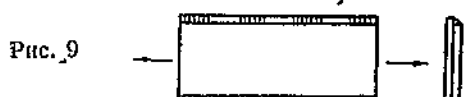
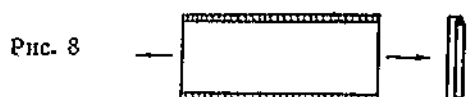


Рис. 14

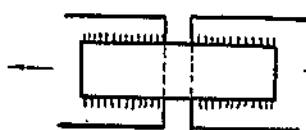


Рис. 15

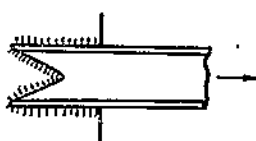


Рис. 16

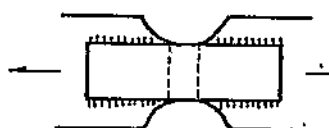


Рис. 17

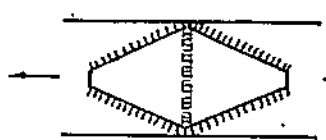


Рис. 18

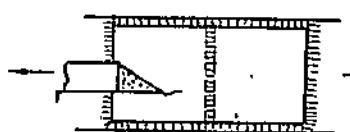


Рис. 19

татами опытов Липша (рис. 2), в которых число нагрузок было доведено до $100 \cdot 10^6$. Эти опыты обнаружили, что необработанные образцы не имеют истинного предела усталости, т. е. кривая Велера не стремится к горизонтальной асимптоте. Для необработанных образцов, испытанных Липпом, отношение пределов усталости при $100 \cdot 10^6$ и $2 \cdot 10^6$ нагрузок равно $11,6/16 = 0,73$.

Отношение пределов усталости необработанных образцов при $100 \cdot 10^6$ и $5 \cdot 10^6$ нагрузок равно

$$\frac{11,6}{15} = 0,78.$$

Таблица 1

Пределы усталости сварных стержней и их соединений при растяжении (по сечению стержня)

Источник	Тип соединений	Предел усталости, $кг/мм^2$		При числе нагрузок	Однозначный предел усталости при $100 \cdot 10^6$ напряжений, $кг/мм^2$	Однознач. допуск на напряжения, $кг/мм^2$	Допускаемые напряжения для крытого вагона, $кг/мм^2$
		Однозначный при растяж.	Знакопременный				
Коммерелль, немецкие нормы	Рис. 7. Полосы, сваренные непрерывным стыковым швом	17		$2 \cdot 10^6$	12,40 (17·0,73)	11,9	17,5 прин. 14,0
	Рис. 8. Полосы, сваренные непрерывным фланговым швом	18		$2 \cdot 10^6$	12,40	11,9	17,5 прин. 14,0
	Рис. 9. То же, швы прерывистые	8—10		$2 \cdot 10^6$	6,66 (9·0,73)	6,2	9,2
Граф, 1932 (см. рис. 33)	Рис. 10. Стыковой X-образн. шов; небольшие непровары в корне	8—9		$2 \cdot 10^6$			
Граф, 1933; Попечит. нем. жел. дорог, 1930—34	Стыковой V-образн. шов, корень не подварен	9—13		$2 \cdot 10^6$			
Граф, 1932 (см. рис. 33); Попечительство, 1930—34; Кауфман, 1937	Стыковой V-образн. шов, корень подварен, плавный переход	15—18		$2 \cdot 10^6$			
Попечительство, 1930—1934, Граф.	Рис. 11. Косой стыковой V-образн. шов, корень подварен, плавный переход	22		$2 \cdot 10^6$			
Попечительство, 1930—34	Рис. 12. Соединение лобовыми швами, полными, без обработки (по сечению листа)	6,5 8		$2 \cdot 10^6$ $2 \cdot 10^6$			
Биретт и Грюнинг, 1933							

Полечительство, 1930—34	Рис. 13. То же, по швы вогнутые, с постепенным переходом от валика к листу (по сечению листа) . . .	10,3			2 · 10 ⁶			
Полечительство, 1930—34; Биретт и Брюнинг, 1933; Рош, 1936	Рис. 14. Крестовое соединение, швы не обработаны (по сечению листа)	{ 8 8—12			2 · 10 ⁶ 1 · 10 ⁶	5,84 (8 · 0,73)	5,3	7,8
Граф, 1932 (см. рис. 34); Кауфман, 1937; Понечит. и др.	Рис. 15. Прикрепление фланговыми швами без обработки. Короткие образцы	8			2 · 10 ⁶	5,84 (8 · 0,73)	5,3	7,8
Граф, 1935	То же, длин. обр.	15			0,5 · 10 ⁶			
Граф, 1932	То же, длин. обр.	11			2 · 10 ⁶	8,03 (11 · 0,73)	7,5	11,1
Граф, 1934	Рис. 16. Прикрепление фланговыми швами и прорезями в торце	12			2 · 10 ⁶	8,75 (12 · 0,73)	8,3	12,2
Полечительство, 1930—34	Рис. 17. Прикрепление фланговыми швами с закруглениями (фрезеровкой) у концов	12			2 · 10 ⁶	8,75 (12 · 0,73)	8,3	12,2
Граф, 1934	Рис. 18. Стыковой шов перекрыт с обеих сторон накладками с не-обработанными швами	10—12			2 · 10 ⁶	7,30 (10 · 0,73)	6,8	10,0
Граф, 1937	Рис. 19. Стыковой шов перекрыт накладками; швы и переход к основному металлу обработаны .	17			1 · 10 ⁶	15,11 (17 · 0,89)	14,6	21,6 прин. 14,0
Граф	Клепанный стык по сечению нетто .	15			2 · 10 ⁶			
Граф	Цельный стержень с прокатной кор-кой	19			2 · 10 ⁶			

Таблица 2

Пределы усталости сварных балок из Ст-3 и их соединений при изгибе (по сечению балок). Электроды с толстой обмазкой

Источник	Тип соединений	Предел усталости, $\text{кг}/\text{мм}^2$		При числе нагрузок	Однозначный предел усталости при $100 \cdot 10^6$ напряжений, $\text{кг}/\text{мм}^2$	Однознач. допуск напряж., $\text{кг}/\text{мм}^2$	Допуск. напряж. для крытого вагона, $\text{кг}/\text{мм}^2$
		Однозначный при растяжении	Знакомейший				
Биретт, 1937	Рис. 20. Два угла из трех листов, сваренных поясными швами. Немецкие опыты: напряж. в крайн. волокне пояса	18—19		$2 \cdot 10^6$	13,12 (18·0, 73)	12,6	18,6 прич. 14,0
	Напряжение, отнесенное к низу стенки (т. е. в сварном шве) . . .	16—17		$2 \cdot 10^6$			
	Американские опыты: напряжение в крайнем волокне пояса	16,5		$5 \cdot 10^6$			
Бюлер, 1938	Напряжение в сварн. шве	14,2		$5 \cdot 10^6$			
	Рис. 21. Балки с приварками или наплавками на растянутом поясе .	14 ¹		$1 \cdot 10^6$			
	Немецкие опыты		6,5	$1 \cdot 10^6$	6,97 $\left(\frac{6,5}{0,5} \cdot 0,644 \right)$	6,5	9,6
Институт электро-сварки АН УССР, 1939	Наши опыты (В. В. Шверницкий) .						
	Рис. 22. Стыки стенок; напряжение внизу у поясного шва; стыковой шов зачищен	15		$2 \cdot 10^6$			
Биретт, 1937	Рис. 2 ¹ . Стык пояса, зачищен . . .	15—16		$2 \cdot 10^6$	13,33 (15·0,89)	12,8	18,9 прич. 14,0

Лн и Витман, 1939 (см. рис. 35)	Рис. 24. Стык перекрывает накладками, обваренными по контуру	8,7	5 · 10 ⁸	6,78 (8,7 · 0,78)	6,3	9,4
Граф, 1937	Рис. 25. Прямые стыковые швы в поясах и стенке; пояса перекрыты ромбическими накладками; швы не обработаны	10	2 · 10 ⁸	7,30 (10 · 0,73)	6,8	10,0
Граф, 1937	Рис. 26. Прямые стыковые швы в поясах и стенке, необработанные Немецкие опыты	14-15	2 · 10 ⁸	10,22 (14 · 0,73)	9,7	14,3 прин. 14,0
Лн и Витман, 1939 (см. рис. 35)	Американские опыты					
	Швы с непроварами	10,3	5 · 10 ⁸			
	• без непроваров	14,2	5 · 10 ⁸			
Граф, 1937	Рис. 27. Косые стыковые швы в поясах, прямые в стенке, необработанные	17	2 · 10 ⁸	12,40 (17 · 0,73)	11,9	17,5 прин. 14,0
Граф, 1937	Рис. 28. Прямые стыковые швы в поясах и стенке, прямоугольные накладки на поясах, лобовые швы накладок сильно состроганы	11	2 · 10 ⁸			
Граф, 1937	Рис. 29. Прямые стыковые швы в поясах и стенке, прямоугольные накладки из поясах, лобовые швы накладок только сглажены, и под-рез фрезерован	17	2 · 10 ⁸	12,40 (17 · 0,73)	11,9	17,5 прин. 14,0
	Клепаный стык по сечению нетто:					
Граф, 1937	Немецкие опыты	13	2 · 10 ⁸			
Лн и Витман, 19.9	Американские опыты	16,9	5 · 10 ⁸			

¹⁾ Цифра, выведенная Бюллером 16 кг/мм² представляется слишком высокой. По результатам его опытов предел усталости при 2 · 10⁸ нагрузок не выше 14 кг/мм².

Таблица 3

Пределы усталости пересечений сварных балок из Ст-3 при изгибе (по сечению балок). Электроды с толстой обмазкой АН-4

Источник	Тип соединения	Предел усталости, кг/мм^2		При числе нагрузок	Однознач. предел усталости при $100 \cdot 10^6$ нагрузок, кг/мм^2	Однознач. допуск напряж., кг/мм^2	Допуск. напряж. для крытого пагона кг/мм^2
		Однознач. при растяжении	Знако-перем.				
Опыты Института электросварки, 1939 (Г. Раевский)	Рис. 30. Пересечение с фланговыми и лобовыми швами на всю ширину полки		4,8	$1,5 \cdot 10^6$	$5,52$ $\left(\frac{4,8}{0,6} \cdot 0,69\right)$	5,0	7,4
	Рис. 31. Фланговые швы не доведены до конца, лобовые на всю ширину полки, заглажены		7,5	$1,5 \cdot 10^6$	$10,26$ $\left(\frac{7,5}{0,6} \cdot 0,82\right)$	9,8	14,4 прин. 14,0
	Рис. 32. Фланговые швы не доведены до конца, лобовые не заглажены, неполной ширины, отбойно продольного катета шва к вертикальному 2:1		6,5	$1,5 \cdot 10^6$	$7,47$ $\left(\frac{6,5}{0,6} \cdot 6,9\right)$	7,0	10,3
	То же, что и 32, но лобовой шов заглажен		8,0	$1,5 \cdot 10^6$	$10,94$ $\left(\frac{8,0}{0,6} \cdot 0,82\right)$	10,4	15,3 прин. 14,0

Примечание. Результаты опытов с усталостью сварных соединений опубликованы в следующих журналах:

Граф, Stahlbau, Bautechnik 1932—1939; VDj, 1934.

Биретт и Грюнинг, Stahlbau, 1933.

Ли и Витман, Welding Journal, январь, 1939.

Кауфман, Technische Mitt. Krupp, N. 4, 1937.

Коммерцель, Erläuterungen z. d. Vorschriften f. geschweißte Eisenbahnbrücken.

Бюллер, Stahlbau, N. 2; с. 9, 1938.

Для обработанных образцов обнаружен ясный истинный предел усталости. Отношение его к пределу усталости при $2 \cdot 10^6$ нагрузок равно

$$\frac{16}{18} = 0,89.$$

Принимая те же отношения и пользуясь данными табл. 1, 2 и 3, для ряда сварных соединений получим экстраполированные однозначные пределы усталости, приведенные в столбце 6 тех же таблиц. К такому

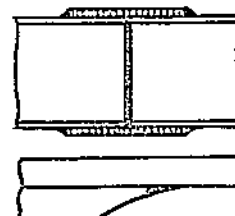
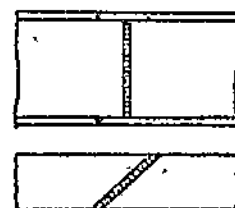
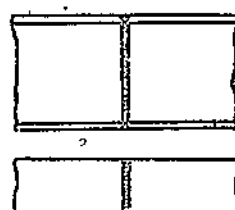
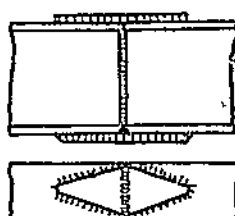
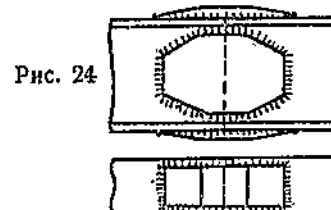
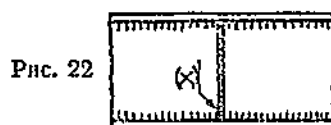
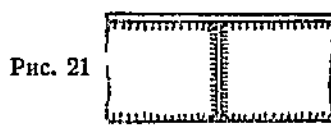


Рис. 25

Рис. 26

Рис. 27

Рис. 28

условному способу перехода мы вынуждены вследствие отсутствия других опытных данных. Однако мы считаем, что он даст достаточно близкие к действительности результаты. Пределы усталости при несимметричных циклах могут быть получены из однозначных пределов усталости по приведенным выше формулам.

$$\sigma_{уст.} = \sigma_0 \pm 0,67 \sigma_{min.} \quad (3)$$

или

$$\sigma_{\text{уст.}} = \frac{\sigma_0}{1 - 0,67 \frac{\sigma_{\text{min.}}}{\sigma_{\text{max.}}}} \quad (4)$$

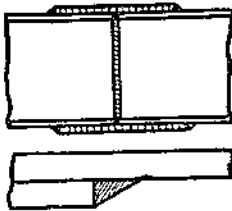


Рис. 29

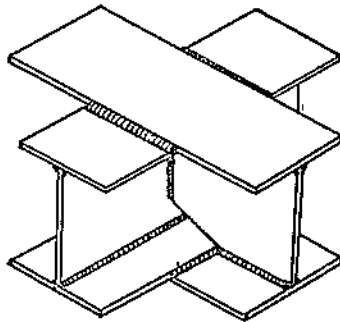


Рис. 30

Пределы усталости при сжатии. Данные о вибрационной прочности, приведенные в табл. 1, 2 и 3, относятся к случаю растягивающей однозначной нагрузки или к знакопеременной нагрузке. Однако многие части вагонов работают на сжатие. Можно считать, что концентрация напряжений при однозначном сжатии значительно менее опасна, чем при растяжении, так как при сжатии вероятность появления трещины значительно меньше, чем при растяжении. К сожалению, известен только один опыт, посвященный работе сварных стыков на сжатие¹⁾. По опытам Графа однозначный предел усталости стыкового шва, сваренного электродами с толстой обмазкой, при $2 \cdot 10^6$ нагрузок выше 26 кг/мм^2 , что почти в два раза превышает однозначный предел усталости при растяжении.

Приведем еще следующие данные. Однозначный предел усталости на сжатие стержня из Ст-37 с отверстием при $2 \cdot 10^6$ нагрузок²⁾ оказался выше 27 кг/мм^2 , т. е. превысил предел текучести. Появление трещин у краев отверстия при сжатии объясняется тем, что в этих местах при нагрузке сначала появляются большие пластические деформации, а при разгрузке в деформированных местах появляется растяжение. При дальнейшем повторном сжатии края отверстия оказываются под действием повторных растягивающих и сжимающих напряжений, ведущих к появлению трещин усталости.

Опытов с определением однозначных пределов усталости при сжатии соединений с фланговыми или с лобовыми швами произведено не было. Однако немецкие авторы (Попечительство немецких жел. дорог) полагают³⁾, что однозначные пределы усталости таких соединений при сжатии лишь незначительно выше, чем при растяжении (напр., для соединений с фланговыми швами при сжатии — $8,4 \text{ кг/мм}^2$, а при растяжении — $8,0 \text{ кг/мм}^2$). Мы же полагаем, что пределы усталости при сжатии указанных типов соединений должны быть выше по крайней мере на 20%.

¹⁾ Graf, Dauerbiegeversuche mit geschweissten Trägern № 30 aus St. 37. Stahlbau, 1936, H. 9, S. 71.

²⁾ Graf, Über die Dauerfestigkeit von Stäben mit Walzhaut und Bohrung bei Druckbelastung. Stahlbau, 1934, H. 2, S. 9.

³⁾ Kommerell, Erläuterungen zu den Vorschriften für geschweisste Stahlbauten, II Teil. Voilwändige Eisenbahnbrücken, 1936, S. 8.

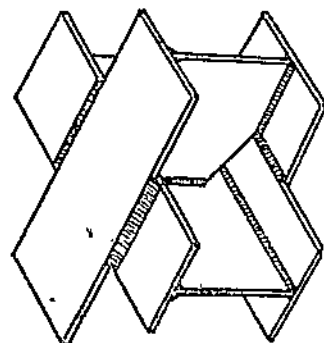


Рис. 31

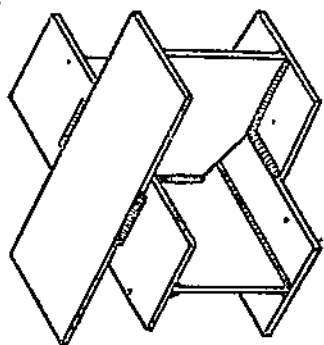


Рис. 32

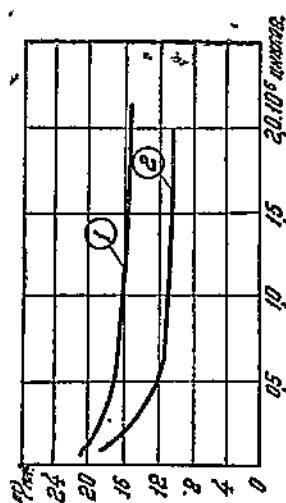


Рис. 33. 1—V-образный шов; 2—X-образный шов с негравиром.

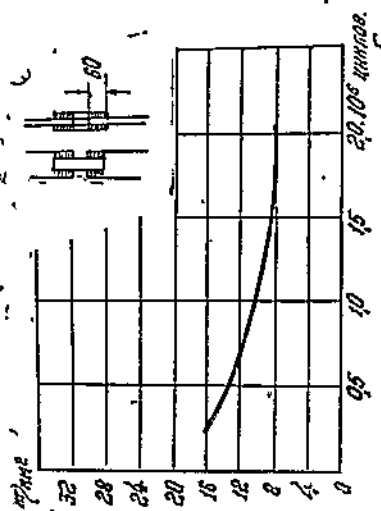


Рис. 34

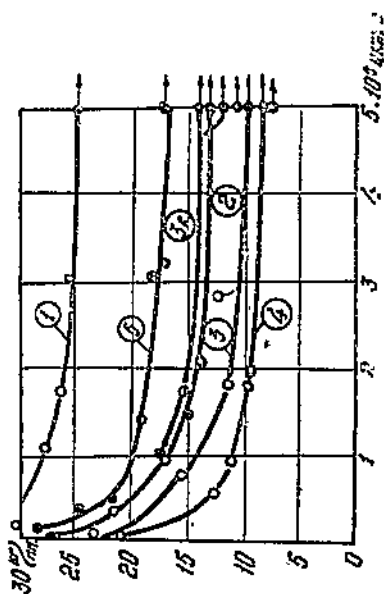


Рис. 35. Испытание балок на устойчивость (Ли и Витман, Weld Joun., янв., 1939). 1. Прокатная без сверления. 2. Прокатная со сверлением нетто. 3. Стык со стыковыми швами, плохая сварка. 4. Стык со стыковыми швами, хорошая сварка. 5. Стык с накладками, приваренными лобовыми и фланговыми швами. 6. Стык клепанный, нетто.

Пределы усталости для швов. Пределы усталости для стыковых швов, отнесенные к сечению листа, приведены выше в п. 2 настоящего параграфа. Как показали опыты ¹⁾, приварка одними лобовыми швами при вибрационной нагрузке недопустима, так как пределы усталости одних лобовых швов весьма низки. Далее, опыты показали, что при фланговых швах (рассчитанных по допускаемому напряжению на срез 720 кг/см^2) при вибрационной нагрузке разрушается основной металл у начала шва, а не швы. При этом допускаемом напряжении швы оказываются прочнее основного металла. Если не изменять указанное допускаемое напряжение на срез швов, то отпадает надобность в определении предела усталости на срез швов, так как при вибрационной нагрузке в опасном положении будут не швы, а основной металл.

§ 3. Допускаемые напряжения на сварные соединения вагонов при вибрационной нагрузке

В настоящем параграфе предлагаются допускаемые напряжения при расчете товарных вагонов только на вибрационную нагрузку (случай удара рассмотрен в главе II). Допускаемые напряжения получаются из пределов усталости путем вычитания из них величины запаса. Этот новый способ обоснован рядом соображений. Для крытых вагонов и гондол даются готовые величины допускаемых напряжений.

Общие соображения о запасе прочности. Величина запаса, который должен быть принят при назначении допускаемых напряжений, зависит от ряда обстоятельств, из которых перечислим следующие.

а) От назначения всей конструкции. Если конструкция служит для перевозки груза, товаров, пассажиров, то естественно стремиться к максимальному понижению запасов и облегчению веса самой конструкции, чтобы уменьшить не только затрату металла на нее, но также уменьшить вес бесполезно перевозимого груза. Из этих соображений в вагонах нужно особенно стремиться к уменьшению запасов.

б) От точности расчета, т. е. определения действующих на конструкцию сил и от правильности способа расчета напряжений от этих сил. Очевидно, при неправильном способе расчета вообще невозможно определить степень запаса прочности в конструкции. Чем точнее способ расчета и чем тщательнее он проверен на опыте в действительных условиях эксплуатации, тем меньше можно допустить запасы прочности.

в) От назначения отдельных деталей. Очевидно, что в такой детали, излом которой грозит аварией всего сооружения и гибелью ценностей (груза) и людей, следует допустить больший запас, чем для таких деталей, разрушение которых наступает не внезапно, может быть во время замечено и исправлено и не грозит общей аварией.

г) От вероятности действия наибольших нагрузок или от вероятности комбинации наиболее невыгодных нагрузок. Расчет вагона ведется на совместное действие вертикальной, боковой и продольной (удар) нагрузок; очевидно, что наибольший продольный удар в буфера по автосцепке может произойти во время маневров, когда скорости движения невелики и когда, следовательно, динамические добавки напряжений вследствие колебаний наддрессорной части вагона также невелики. Поэтому при расчете на совместное действие удара и вертикальной нагрузки можно понизить величину запаса.

¹⁾ Патон, Горбунов, Берштейн, Опір зварних сполук при вібраційному навантаженні. Київ, 1936.

д) От количества нагрузок. Чем большее число нагрузок назначено для определения предела усталости, тем меньше может быть запас прочности. Действительно, при большом количестве нагрузок кривая Велера приближается к горизонтали, и небольшое уменьшение напряжений соответствует большому добавочному числу нагрузок. Таким образом, в области большого числа нагрузок небольшой запас обеспечивает большую долговечность конструкции.

е) От технологических факторов, т. е. от тщательности сборки, сварки, опытности и добросовестности сварщиков и приемщиков готовой продукции, качества электродов и качества основного металла. Очевидно, чем выше техника изготовления и контроля основного металла, электродов и готовой продукции, тем меньший можно допустить запас прочности конструкции.

ж) От условий эксплуатации конструкции. Совершенно очевидно, что при любых имеющихся в вагоне запасах можно разбить вагон вдребезги, если не придерживаться правил технической эксплуатации. Нет смысла увеличивать запасы прочности и мертвый вес вагона в расчете на то, что на маневрах не будут соблюдаться правила технической эксплуатации. При наблюдающемся значительном повышении культурного уровня технических работников транспорта и их сознательности и при повышении их ответственности можно будет не считаться со случаями нарушения правил технической эксплуатации и не повышать из-за этого запасов. Очевидно также, что для пассажирских вагонов необходимо принять большие запасы, чем для товарных вагонов.

з) От возможности ржавления или износа. Если деталь подвержена ржавлению или износу, то ее сечение после продолжительной эксплуатации уменьшается. В таких случаях необходимо увеличить запас прочности.

и) Понижение запасов для вагонов имеет весьма большое значение, так как при облегчении веса вагона сокращается количество лишних перевозок. Поэтому при назначении допускаемых напряжений для вагонов необходимо стремиться к возможному понижению запасов, одновременно разработать точный способ расчета напряжений и принять меры для повышения качества сварки на вагоностроительных заводах. Правильность новых допускаемых напряжений должна быть подтверждена специальными опытами.

Два способа назначения запаса прочности. Запас прочности можно относить к допускаемым напряжениям, к допускаемой нагрузке, к числу нагрузок, к площади сечения и т. д. Первый способ наиболее употребителен, поэтому мы на нем остановимся.

Запас прочности может быть выражен либо в виде коэффициента (напр., отношение предела усталости к допускаемому напряжению в детали), либо в виде разности между пределом усталости и допускаемым напряжением. Первый способ был общепринят раньше при расчете на статическую нагрузку. Считая предельным напряжением предел текучести для Ст-3— 2400 кг/см^2 , при допускаемом напряжении 1400 кг/см^2 , получаем коэффициент запаса для конструкций строительного типа $2400 : 1400 = 1,71$. Такой большой запас прочности, очевидно, для сооружений, находящихся под действием статической нагрузки, не нужен. Поэтому в настоящее время все чаще и чаще раздаются голоса в пользу понижения этих запасов и повышения допускаемого напряжения. Новый проект норм на металлические конструкции промышленных зданий разрешает рассчитывать балки, работающие при статической нагрузке, по новому способу с допущением пластических деформаций, что во многих случаях ощутительно повышает допускаемую нагрузку на покрытия.

Большой коэффициент запаса на наш взгляд объясняется, главным образом, боязнью дополнительных напряжений, не учитываемых расчетом, и тем, что в свое время плохо было известно поведение конструкции под повторной и переменной нагрузкой, поскольку в лабораториях опыты на усталость до последних двух десятилетий производились на маленьких обточенных образцах. Вследствие этого раньше для расчета сжато-вытянутых элементов в стропильных фермах применялась формула Вейрауха¹⁾, учитывающая действие переменной нагрузки, хотя очевидно, что никакой усталости от нагрузки снегом или ветром в стропилах быть не могло. В настоящее время в связи с результатами экспериментальных исследований работы ряда типов металлических конструкций (мостов, покрытий, цехов и т. д.) назрел вопрос о понижении коэффициента запаса и в строительных конструкциях.

Второй способ — установление запаса прочности в виде разности между пределом усталости и допускаемым напряжением — получил осуществление при разработке немецких норм на сварные сплошные железнодорожные мосты 1935 г. При этом исходили из того, что основное допускаемое напряжение для клепанных мостов было принято 1400 кг/см^2 , в то время как однозначный предел усталости для клепанных соединений при $2 \cdot 10^6$ нагрузок был определен путем опытов в 1500 кг/см^2 . Таким образом, запас определялся величиной $1500 - 1400 = 100 \text{ кг/см}^2$. Такой же запас был в 1935 г. принят и для сварных мостов.

Второй способ установления запаса прочности в виде разности между пределом усталости и допускаемым напряжением вытекает также из метода назначения запасов прочности по проф. Н. С. Стрелецкому²⁾. Если статистическая функция распределения напряжений в опасном месте вагона представляется кривой *I* (рис. 36), а статистическая функция распределений пределов усталости соответствующего типа соединений — кривой *II*, то вероятность разрушений будет равна нулю, если кривые *I* и *II* не будут пересекаться. Это устанавливает между максимальными ординатами обеих кривых некоторую постоянную разность, которая и является мерой запаса, полностью обеспечивающей от разрушения.

На рис. 37 видно, что в области большого числа повторений нагрузок, вблизи величины предела усталости, небольшое понижение напряжения вызывает значительное увеличение числа нагрузок, необходимых для разрушения детали. Если напряжение меньше предела усталости на небольшую величину $\Delta\sigma$, то при данном числе нагрузок деталь вообще не должна разрушиться. Таким образом, долговечность может быть обеспечена небольшой разностью между пределом усталости и допускаемым напряжением.

Сравнивая два описанных способа назначения запаса для допускаемых напряжений, мы можем заметить, что первый способ (коэффициент запаса) более пригоден при сравнительно редком действии максимальных повторных нагрузок (малом числе нагрузок), когда величина действующих сил известна недостаточно точно. Тогда большой коэффициент запаса покрывает неточность в определении силы. Наоборот, второй способ (запас в виде разности напряжений) более пригоден для случая большого числа повторений нагрузок, т. е. при расчете на усталость.

На этом основании второй из описанных способов назначения запаса мы предлагаем для допускаемых напряжений при расчете на усталость, а первый способ для допускаемых напряжений при расчете на совместное действие всех расчетных нагрузок, включая и удар.

¹⁾ Ферстер, Металлические конструкции, вып. 1, 1902, с. 42.

²⁾ Н. С. Стрелецкий, Об исчислении запасов прочности сооружений. Сборник трудов № 1 Инж.-строительного института им. Куйбышева, 1938.

Допускаемые напряжения при вибрационной нагрузке вагонов. Мы имеем в виду главным образом большегрузный крытый вагон и гондолу, динамические коэффициенты для которых выяснены в статье Г. В. Раевского „Вибрационная нагрузка вагонов и вибрационные испытания сварных узлов вагонного типа“. Здесь рассмотрим только допускаемые напряжения при вибрационной нагрузке: ударной нагрузке

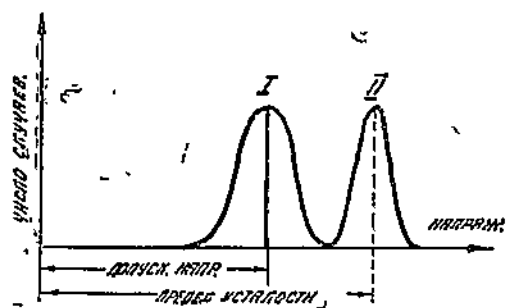


Рис. 36

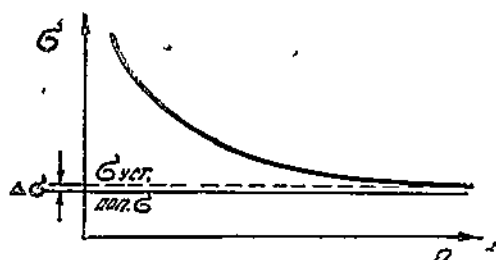


Рис. 37

посвящена глава II. Расчетное напряжение при вибрационной нагрузке принимается равным напряжению от статической вертикальной нагрузки, умноженной на динамический коэффициент 1,35.

На основании сказанного выше при расчете на вибрационную усталость назначаем допускаемое напряжение путем вычитания из предела усталости некоторого напряжения $\Delta\sigma$, дающего запас в долговечности конструкции. Величину $\Delta\sigma$ мы принимаем равной $0,5 \text{ кг/мм}^2$ для случая однозначной нагрузки. Такой небольшой вычет соответствует очень большому запасу в долговечности, так как после $100 \cdot 10^6$ нагрузок кривая Велера идет весьма полого. Полученные таким образом однозначные допускаемые напряжения на растяжение с некоторым округлением выписаны в столбце 7 табл. 1, 2 и 3, помещенных в § 2. Рядом с этим столбцом помещен столбец 8 допускаемых напряжений для большегрузного вагона и гондолы, для которых мы принимаем расчетный динамический коэффициент равным 1,35 и, следовательно, коэффициент амплитуды $\sigma_{\min}/\sigma_{\max} = 0,65/1,35 = 0,481$. Тогда по формуле (4) мы получим следующие допускаемые напряжения при растяжении:

$$\sigma_{\text{уст.}} = \frac{\sigma_0}{1 - 0,67 \cdot 0,481} = 1,475 \sigma_0$$

Таким образом, цифры столбца 8 получены из предыдущего столбца путем умножения на коэффициент 1,475.

Допускаемые напряжения при несимметричных циклах нагрузки с преобладанием растяжения для других случаев можно вычислить по формулам:

$$\text{доп. } \sigma = \text{доп. } \sigma_0 - 0,67 \sigma_{\min}, \text{ но не больше } 14 \text{ кг/мм}^2 \dots (7)$$

$$\text{или доп. } \sigma = \frac{\text{доп. } \sigma_0}{1 - 0,67 \sigma_{\min}/\sigma_{\max}}, \text{ но не больше } 14 \text{ кг/мм}^2 \dots (8)$$

На рис. 38 по этим формулам построены диаграммы допускаемых напряжений для нескольких типов сварных балок и стыков. Диаграммы

ограничены горизонтальной прямой на уровне 14 кг/мм^2 . Это напряжение мы предлагаем считать предельным при расчете на вибрационную нагрузку.

Для случая переменного сжатия, когда минимальное и максимальное по абсолютной величине напряжения оба отрицательны, мы считаем воз-

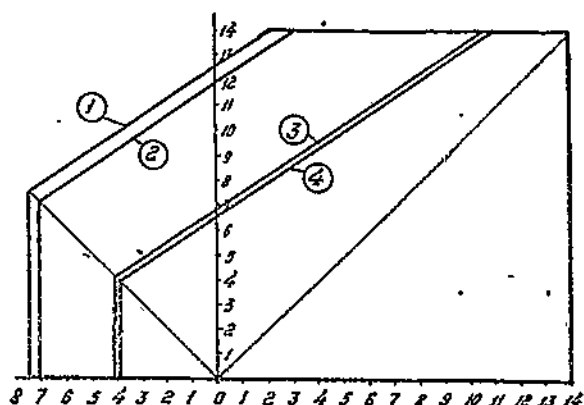


Рис. 38. Диаграммы допускаемых напряжений для сварных балок вагонов. 1. Двутавры из трех листов (доп. $\sigma_0 = 12,6 \text{ кг/мм}^2$). 2. Косые стыковые швы в поясах и стыковые швы, перекрытые накладками с обработанными швами (доп. $\sigma_0 = 11,9 \text{ кг/мм}^2$). 3. Стыковые швы в поясах, перекрытые накладками с необработанными швами (доп. $\sigma_0 = 6,8 \text{ кг/мм}^2$). 4. Стыки поясов и стенки перекрыты только накладками с необработанными швами (доп. $\sigma_0 = 6,5 \text{ кг/мм}^2$).

можным повысить допускаемые напряжения на 20% по сравнению с принятыми для области растягивающих напряжений (см. § 2). Таким образом, допускаемые напряжения при сжатии получаются из цифр столбца 7 табл. 1, 2 и 3 путем умножения на коэффициент $1,475 \cdot 1,2 = 1,77$. При этом допускаемое напряжение не должно превышать 1400 кг/см^2 .

§ 4. Могут ли быть в рамах и кузове товарных вагонов явления усталости

В настоящем параграфе доказывается, что в рамах товарных вагонов существующей конструкции напряжения при колебаниях вагона меньше пределов усталости, поэтому в них имеются запасы на усталость, которые можно уменьшить, облегчив тару вагона. В отдельных волокнах элементов кузова напряжения достигают большой величины; их можно уменьшить, уничтожив эксцентриситеты в узлах без увеличения затрат металла.

Фактические данные. Все виды повреждений в рамах существующих товарных вагонов, описанные дальше в § 8, могут быть отнесены за счет действия одиночного и повторных ударов. Чтобы убедиться в этом окончательно, необходимо сравнить действующие при колебаниях наддресорного строения напряжения с пределами усталости существующих типов соединений, собранными в § 2.

Такое сравнение покажет также, возможно ли уменьшить сечение элементов рамы без опасения, что они окажутся недостаточными для переменных напряжений.

В кузовах товарных вагонов наблюдались повреждения, которые могут быть отнесены за счет вибрационных напряжений при колебаниях кузова.

Сюда относятся: обрыв раскосов гондолы у верхних узлов по швам и по основному металлу, отрыв стоек гондолы от боковых балок в нижних узлах (рис. 39). В крытых товарных вагонах таких дефектов пока не замечалось. Для кузова сравнение напряжений с пределами усталости может установить возможность появления разрушений от усталости в дальнейшем, хотя бы в данное время они не наблюдались.

Способ исследования. Для решения поставленного вопроса мы поступим следующим образом.

а) Примем динамический коэффициент для напряжений равным 1,35, согласно выводам статьи Г. В. Раевского „Вибрационная нагрузка вагонов и вибрационные испытания сварных узлов вагонного типа“, Динамический коэффициент 1,35 показывает, что при динамической нагрузке напряжения колеблются от $\sigma_{\min} = 0,65 \sigma_{ст.}$ до $\sigma_{\max} = 1,35 \sigma_{ст.}$ Таким образом, коэффициент амплитуды равен $\sigma_{\min}/\sigma_{\max} = 0,65/1,35 = 0,481$.

б) Подставив найденный коэффициент амплитуды в формулу (8) для предела усталости, получим:

$$\sigma_{уст.} = \frac{\sigma_0}{1 - 0,67 \sigma_{\min}/\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_0}{1 - 0,67 \cdot 0,481} = 1,475 \sigma_0;$$

здесь σ_0 — однозначный предел усталости тех типов соединений, которые будут обследоваться.

в) Для ряда вагонов мы располагаем измеренными напряжениями при статической нагрузке (крытый вагон, 50 т платформа и т. д.). Умножив измеренные напряжения на коэффициент, учитывающий действие собственного веса, и на приведенный выше динамический коэффициент 1,35, мы получим величину максимального динамического номинального напряжения в основном металле у сварного соединения. Сравнив эту величину со значением 1,47 σ_0 для данного типа соединения, мы можем судить о том, имеется ли в данном соединении запас на усталость, или не имеется. Величины однозначных пределов усталости при $100 \cdot 10^6$ нагрузок мы возьмем из столбца 6 табл. 1, 2 или 3 (см. § 2).

г) Это сравнение дает представление только о том, может ли появиться усталость при колебаниях вагонов во время хода поезда.

Напряжения в сварном крытом вагоне. В 1936 г. опубликованы результаты обширных измерений напряжений в крытом большегрузном 50 т товарном вагоне сварной конструкции¹⁾. Напряжения измерялись при статической нагрузке тензометрами Хуггенбергера в кузове, необшитом и обшитом досками. В первом случае нагрузка производилась чугуном, во втором случае — зерном. Напряжения при нагрузке в 50 т в боковой ферме и в раме вагона показаны на рис. 40 и 41. На рис. 40 показаны напряжения в раме вагона без обшивки при нагрузке чугуном, а на рис. 41 — в раме обшитого вагона при нагрузке зерном. Напряжения измерялись в верхних и нижних волокнах балок рамы. Эти напряжения записаны в виде дроби: в числителе указаны напряжения в верхних, а в знаменателе в нижних волокнах. Наибольшие напряжения на рис. 40 и 41 примерно одинаковы. Наибольшие напряжения оказались в хребтовой

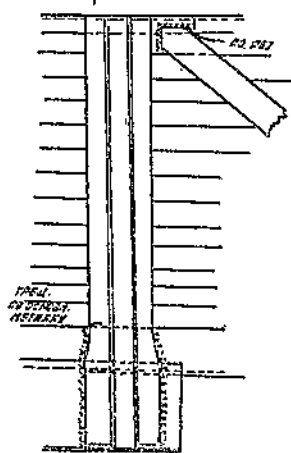


Рис. 39

¹⁾ Проскурнев, Боркунский и Ткачевский, Испытание кузова большегрузного вагона. Транспортное машиностроение, сборн. № 4, 1936.

балке у места ее пересечения со шкворневой балкой. Здесь напряжения достигают 477 кг/см^2 в нижнем волокне хребтовой балки (сжатие). Наибольшие растягивающие напряжения в хребтовой балке оказались по середине ее пролета, где они (в нижнем волокне) достигли величины

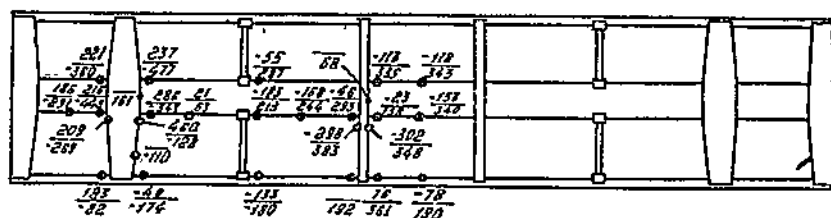


Рис. 40. Распределение напряжений в раме цельносварного крытого вагона без деревянной обшивки при нагрузке чугуном общим весом 50 т.

в 340 кг/см^2 . В поперечных балках наибольшие растягивающие напряжения имеют тот же порядок: в шкворневой балке они достигли величины 460 кг/см^2 , а в дверной поперечной балке 383 кг/см^2 . Наибольшие растягивающие напряжения в боковой балке, являющейся одновременно нижним поясом боковой фермы, измерены в средней панели, где они достигли величины 361 кг/см^2 .

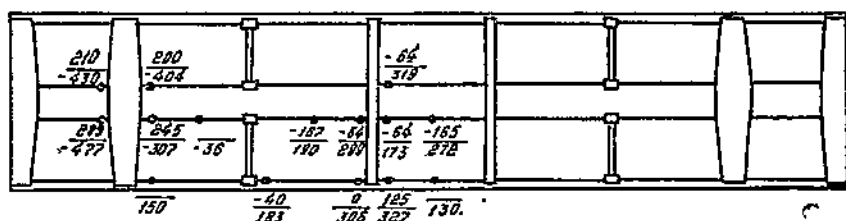


Рис. 41. Распределение напряжений в раме цельносварного крытого вагона с деревянной обшивкой при нагрузке зерном общим весом 50 т.

На рис. 42 показаны наибольшие напряжения в элементах боковой фермы крытого вагона без обшивки при загрузке его чугуном, а на рис. 43 — наибольшие напряжения там же после обшивки и загрузки зерном.

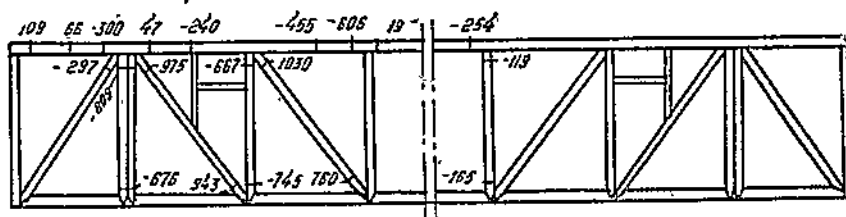


Рис. 42. Наибольшие измеренные напряжения в боковой ферме цельносварного крытого вагона без деревянной обшивки при нагрузке чугуном общим весом 50 т.

Раскосы и стойки имеют зетовое сечение; верхний пояс принят из зета, усиленного в средней панели. В каждом из сечений было установлено несколько тензометров; на рис. 42 и 43 выписаны наибольшие по абсолютной величине напряжения. Благодаря несимметричному прикреплению

стоек и раскосов и благодаря эксцентриситету в узлах в плоскости боковой фермы, напряжения в разных точках одного и того же сечения зета оказались весьма неравномерными.

Сравнение рис. 42 и 43 показывает, что в обоих случаях нагрузки величина наибольших напряжений сохранила свой порядок, изменившись не больше, чем на 20%. Напряжения в раскосах и стойках оказываются выше, чем в раме того же вагона.

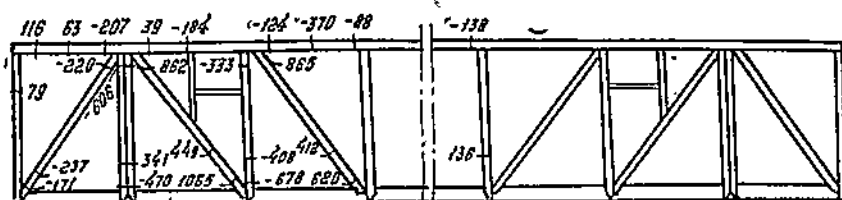


Рис. 43. Наибольшие измеренные напряжения в боковой ферме цельно-сварного крытого вагона с деревянной обшивкой при нагрузке зерном общим весом 50 т.

Наибольшие растягивающие напряжения измерены у узлов второго и третьего раскоса. Они достигают 1065 и 1030 кг/см². Такие сравнительно высокие напряжения вызваны отнюдь не большими продольными усилиями в раскосах от вертикальной нагрузки, а нерациональным сечением и неудачным прикреплением раскосов к поясам. В этом можно убедиться, рассматривая распределение напряжений в упомянутых сечениях (см. рис. 43а и 43б). Основное напряжение в центре тяжести сечения на рис. 43а, вычисленное по показаниям приборов, равно 452 кг/см², в то время как наибольшее фибровое напряжение равно 1030 кг/см², т. е. более чем вдвое превышает основное напряжение. Судя по распределению напряжений, конец раскоса испытывает значительный изгиб в плоскости фермы.

Измеренные напряжения являются следствием только действия временной нагрузки на вагон и не учитывают собственного веса. Так как вес кузова большегрузного вагона составляет 14,5 т, то, считая постоянный вес кузова распределенным так же, как и вес полезного груза, получим, что полные напряжения с учетом собственного веса будут больше измеренных в $\frac{50 + 14,5}{50} = 1,29$ раза. На коэффициент 1,29 нужно умножить измеренные напряжения при сравнении с пределами усталости. При этом мы приходим к следующим выводам.

а) Наибольшие растягивающие напряжения в раме (в шкворневой балке) с принятым динамическим коэффициентом 1,35 и учетом собственного веса, равные $460 \cdot 1,35 \cdot 1,29 = 802$ кг/см², меньше предела усталости для старого типа пересечения балок (табл. 3) $552 \cdot 1,475 = 815$ кг/см². Поэтому нет основания бояться усталости в раме от колебаний вагона во время хода поезда.

б) Наибольшие растягивающие напряжения в хребтовой балке, являющейся наиболее тяжелой частью рамы, еще меньше, и с учетом собствен-

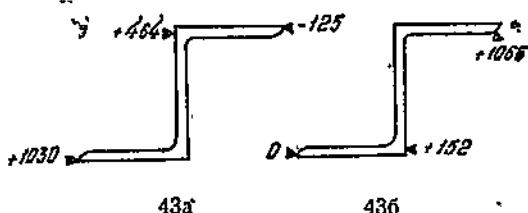


Рис. 43а. Третий раскос вверх. Нагрузка чугуном.

Рис. 43б. Второй раскос вверх. Нагрузка зерном.

ного веса и динамического коэффициента равны $340 \cdot 1,29 \cdot 135 = 593 \text{ кг/см}^2$. Таким образом, в хребтовой балке также нет оснований бояться усталости от колебаний вагона во время хода поезда.

в) Наибольшие растягивающие напряжения в раскосах боковой фермы с принятым динамическим коэффициентом $1065 \cdot 1,29 \cdot 1,35 = 1860 \text{ кг/см}^2$ превышают предел усталости для сварных креплений фланговыми и лобовыми швами (табл. 1) $875 \cdot 1,47 = 1280 \text{ кг/см}^2$ или для крепления одними фланговыми швами длинных стержней $8,03 \cdot 1,475 = 1180 \text{ кг/см}^2$. Однако не нужно забывать, что пределы усталости выведены для номинальных средних напряжений, а опытные напряжения измерены в крайних волокнах зетового сечения. Это обстоятельство понижает опасность излома у узлов от усталости. Большие напряжения являются следствием, главным образом, недостатков конструкции, т. е. эксцентриситетов в узлах, ибо основные напряжения в раскосах в 2,4 раза меньше фибровых. Обычно дополнительные напряжения от жесткости узлов в фермах составляют 20—30% от основных напряжений. Поэтому можно считать, что, грамотно спроектировав крепления раскосов, можно значительно понизить дополнительные напряжения и избежать перенапряженных мест.

Напряжения в сварной 50 т платформе. Измерения напряжений при статической нагрузке в сварной 50 т платформе были произведены в 1938 г.¹⁾ при различных случаях загрузки. Напряжения измерялись несколько раз при помощи тензометров Хуггенбергера. Так как вес рамы платформы с настилом составляет 11,2 т, то для учета собственного веса измеренные напряжения при нагрузке в 50 т следует умножить на коэффициент $\frac{50 + 11,2}{50} = 1,22$. На рис. 44 показана схема балок платформы,

а на рис. 45—50 показаны места установки приборов и графики измеренных напряжений в верхних и нижних волокнах балок для трех случаев загрузки. Эти рисунки показывают, что наибольшее растягивающее напряжение в нижнем поясе боковой балки равно 875 кг/см^2 , а в нижнем поясе хребтовой балки равно 810 кг/см^2 . Умножив эти напряжения на принятый динамический коэффициент 1,35 и на отношение 1,22, получаем максимальные напряжения 1442 кг/см^2 и 1333 кг/см^2 . Эти напряжения выше предела усталости для старого типа пересечения балок $552 \cdot 1,475 = 815 \text{ кг/см}^2$, но ниже предела усталости для улучшенных типов соединений $1026 \cdot 1,475 = 1510 \text{ кг/см}^2$. Наибольшие напряжения измерены в нижних поясах продольных балок, около места крепления второстепенных поперечных балок. Они измерены для весьма невыгодного случая загрузки платформы, когда она загружена не по всей длине, а лишь на среднем участке пролета между шкворнями (см. рис. 46 и 48). Очевидно, что при распределении нагрузки по всей длине платформы нагрузка на консолях будет значительно разгружать среднюю часть. Это легко показать на следующем примере. Если равномерная нагрузка $q \frac{m}{x}$ распределена по всей длине балки платформы, как показано на рис. 51, то момент посередине равен

$$M = 9,14 \text{ } q \text{ т.м}$$

Если ту же нагрузку сосредоточить на среднем участке длиной 6,3 м, то момент по середине будет равен

$$M = 20,80 \text{ } q \text{ т.м}$$

¹⁾ Кручинин, Статические испытания 50-тонной платформы типа 1935 г. Транспортное машиностроение, № 11, 1938.

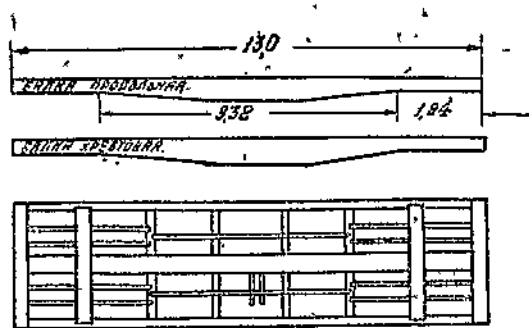


Рис. 44. Схематический фасад и план укладки.

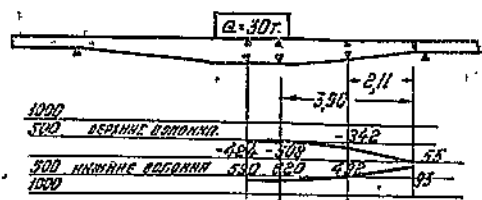


Рис. 45. Напряжения в хребтовой балке.

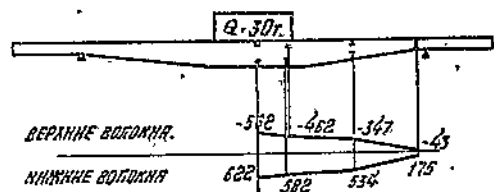


Рис. 46. Напряжения в боковой балке.

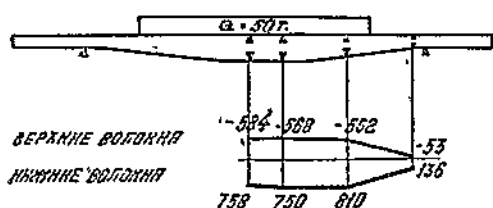


Рис. 47. Напряжения в хребтовой балке.

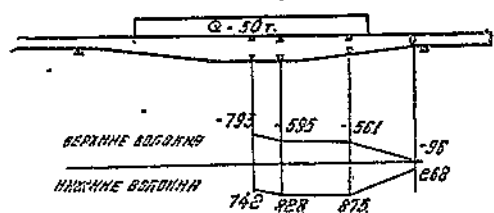


Рис. 48. Напряжения в боковой балке.

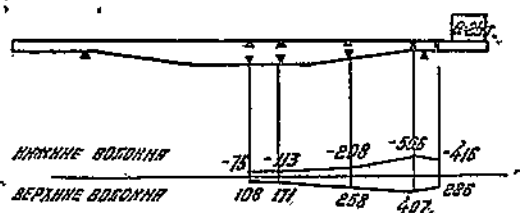


Рис. 49. Напряжения в хребтовой балке.

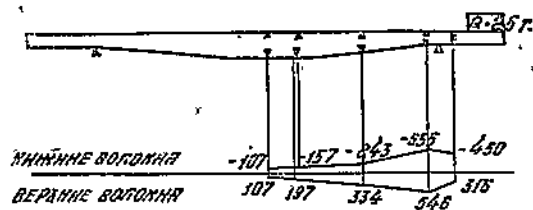


Рис. 50. Напряжения в боковой балке.

Таким образом, при распределении нагрузки по платформе наибольший момент, а следовательно и растягивающие напряжения, уменьшатся в

$$\frac{20,80}{9,14} = 2,28 \text{ раза}$$

и станут значительно ниже пределов усталости для старого типа сварных пересечений балок.

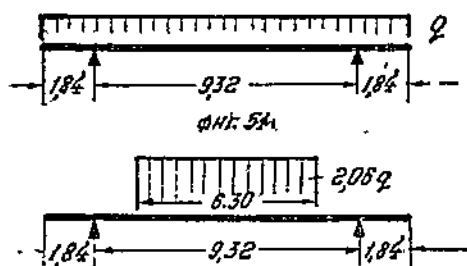


Рис. 51—52

Заключение. Из приведенных данных следует, что в рамах крытых товарных вагонов и платформ можно не бояться усталости при колебаниях надрессорной части при существующей конструкции. При облегчении конструкции необходимо произвести проверку напряжений на усталость.

В решетке кузова крытых товарных вагонов появление трещин усталости более вероятно; высокие растягивающие напряжения в элементах решетки

у узлов являются следствием неудачной конструкции, а именно эксцентриситетов в узлах. На уменьшение эксцентриситетов нужно обратить внимание при проектировании нового вагона.

§ 5. Меры улучшения вибрационной прочности сварных соединений в вагонах

В этом параграфе перечислены меры для увеличения прочности сварных конструкций при вибрационной нагрузке.

Эти меры можно разделить на две категории: меры повышения качества сварки и конструктивные меры. Мы не будем касаться вопроса о качестве металла, предполагая, что ответственные части вагонов изготавливаются из доброкачественного мартееновского металла.

А. Качество выполнения

Точная сборка. Низкое качество заготовки и неточная сборка ухудшают качество сварки. Неправильные зазоры в стыковых швах (больше или меньше нормальных) ведут к непроводам, понижающим статическую, а еще больше вибрационную прочность соединений. При массовом производстве вагонов следует применять шаблоны и кондуктора для сборки, обеспечивающие точность сборки и повышающие ее производительность. Такими кондукторами уже пользуются наши заводы.

Плавный шов. Многочисленные вибрационные испытания сварных конструкций показали, что трещина усталости в основном металле начинается у кратера, разрыва шва, подреза или места перерыва сварки, где сварщик менял электрод. Особенно опасны кратеры и подрезы. Поэтому в деталях, подверженных вибрационной или ударной нагрузке, нельзя допускать кратеров, подрезов или разрывов швов. Все эти места должны быть заварены. В стыковых швах кратеры при сварке выводятся на подкладку. Валик должен быть по возможности плавным, усиление шва и подварка корня должны иметь плавный переход к основному металлу. Прерывистые и потолочные швы в сильно напряженных местах должны быть запрещены.

Отсутствие дефектов в шве. По опытам Графа однозначный предел усталости стыковых У-образных швов без подварки корня или Х-образных, в которых корень первой половины шва недостаточно хорошо расчищен, составляет всего 10 кг/мм^2 , в то время как стыковые швы с вырубкой корня и плавным очертанием валика имеют однозначный предел усталости $15\text{--}18 \text{ кг/мм}^2$. Мы видим, насколько непрочны в корне шва понижают его вибрационную прочность. На рис. 53 приведены кривые Велера для стыковых швов без пор и с порами (Argos, № 89, 1938). Образцы были остроганы и испытывались на пульсаторах на растяжение. Рис. 53 показывает, что точки для образцов с различным процентом пористости (от 1 до 15%) все расположились значительно ниже кривой для образцов без пор. Предел усталости остроганных образцов без пор $19,5 \text{ кг/мм}^2$ сильно падает: при пористости в 1% площади сечения — до 13 кг/мм^2 , а при пористости в 3% и больше — до $11\text{--}10 \text{ кг/мм}^2$.

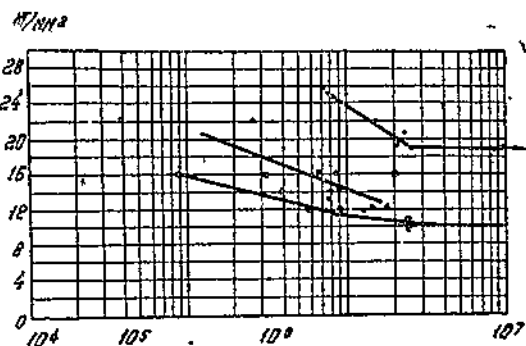


Рис. 53

На этом основании в швах не должно быть пор, непрочных, шлаковых включений и трещинок. Корень стыкового шва должен быть вырублен и подварен.

Сварка в удобном положении. Для обеспечения плавного очертания шва, сварки без подрезов, лучшего провара и лучшего качества шва швы следует варить в нижнем положении, наиболее удобном для сварщика. Для этого отдельные монтажные части вагона (раму, боковую ферму) следует варить в поворотных кондукторах, которые позволяют повернуть конструкцию в любое положение, удобное для сварки. При конструировании и размещении швов необходимо принимать во внимание доступность шва и удобство сварки.

Выбор сорта электродов. При выборе сорта электрода нужно обращать внимание на то, чтобы он давал шов без пор и сварка была возможна в том положении, в котором приходится варить вагон на заводе (напр., вертикальные швы при отсутствии поворотных приспособлений или при сборке всего вагона). При сварке не должно быть горячих трещин, в чем нужно убедиться, сваривая тавровые соединения.

Применение только наружных швов. Качество сварки улучшится, если конструкция имеет только наружные швы, ибо внутренние швы, например, в коробчатых балках, благодаря меньшему удобству сварки, получатся плохого качества и могут не повысить, а понизить прочность детали, если она подвержена сильным ударам или вибрационной нагрузке.

Квалификация сварщика. Это требование не нуждается в пояснении. Само собой разумеется, что к сварке ответственных деталей должны допускаться сварщики, выдержавшие испытания и имеющие соответствующее удостоверение. Клеймение швов является также одной из мер, повышающих качество сварки.

Применение автоматической сварки. Автоматическая сварка длинных швов, помимо увеличения производительности, дает более доброкачественный гладкий шов, не дает перерыва валика и дает лучший провар благодаря большей силе тока. Поэтому автоматической сварке швов следует отдавать предпочтение перед ручной сваркой.

Порядок сварки. Для уменьшения усадочных напряжений необходимо разработать порядок сварки, при котором эти напряжения будут наименьшими. Основное правило сводится к тому, чтобы при сварке привариваемая деталь могла свободно или без больших напряжений следовать усадке сваренного шва.

Усадочные напряжения могут вызвать трещины в шве или в основном металле во время остывания шва или при ударе, а трещины при вибрационной нагрузке поведут к окончательному излому детали.

Контроль сварки. Надлежащим образом поставленный контроль сварки является одной из самых действительных мер для повышения качества швов. Контролю должны подвергаться заготовки до сварки, собранные части перед сваркой, сваренные части, сваренный вагон в целом. Контроль в основном состоит из наружного осмотра и обмера швов, обмера сваренных элементов и выборочной или сплошной проверки качества швов путем пробного сверления или рентгеноснимков. Последний способ является наиболее надежным для стыковых швов и уже применяется на некоторых наших вагоностроительных заводах.

Б. Конструктивные меры

Уменьшение поверхностной концентрации напряжений у начала швов путем заглаживания перехода валика к основному металлу и закругления начала швов. Всякий надрез на стержне понижает его вибрационную прочность, так как концентрирует напряжения (рис. 54). Концентрация напряжений сосредоточивается на небольшом участке стержня у его поверхности. Поэтому этот тип конструкции можно условно назвать микроконцентрацией или поверхностной концентрацией напряжений. Для уменьшения поверхностной концентрации у начала швов следует закруглять переход к основному металлу в случае лобовых швов, как показано на рис. 55. Насколько помогает такая мера при вибрационной нагрузке, видно из сопоставления однозначных пределов усталости (см. § 2, рис. 29, табл. 2). Для стыков балок, перекрытых накладками, однозначный предел усталости при необработанных лобовых швах накладки с $10-11 \text{ кг/мм}^2$ после обработки повышается до 17 кг/мм^2 . Точно также знакопеременный предел усталости пересечений балок при $1,5 \cdot 10^6$ нагрузок (см. § 2, рис. 31, табл. 3) с $4,8 \text{ кг/мм}^2$ при необработанных швах повышается до $7,5 \text{ кг/мм}^2$ при обработанных швах, т. е. в полтора раза. С той же целью, кроме закругления перехода, следует при сварке выводить кратеры на подкладки, подложенные к концам швов (рис. 56). Для стыковых швов это легко осуществимо, а для фланговых швов представляет некоторые трудности. Фрезеровка концов фланговых швов, как рекомендовали одно время немецкие авторы (рис. 17), повышает однозначную усталость с 8 кг/мм^2 до 12 кг/мм^2 ; однако этот способ следует считать мало пригодным на практике вследствие неудобства применения его на целых конструкциях.

Уменьшение общей неравномерности напряжений в прикреплении (макроконцентрация) путем соответствующего расположения и применения швов неполной ширины (по инж. Г. В. Раевскому). Этот вопрос относится, главным образом, к соединениям внахлестку с фланговыми и лобовыми швами. Чтобы пояснить в чем дело, приведем следующий пример. Если полоса прикрепляется внахлестку одними только фланговыми швами, то силовой поток в прикреплении отклоняется этими швами к краям полосы (рис. 58), отчего в сечении у накладки возникают неравномерное распределение напряжений и пики напряжений у краев полосы. Если полоса прикрепляется не только фланговыми, но и лобовыми швами на торце (рис. 59), то часть силового потока не отклоняется

и должна перейти на фасонку через лобовой шов. Поэтому в сечении у фасонки неравномерность напряжений будет несколько меньше, чем в первом случае, хотя пики напряжений у краев полосы и останутся. Очевидно, устройство полного лобового шва у фасонки мало изменит распределение напряжений, но зато устройство неполного лобового.

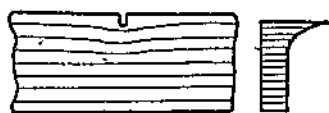


Рис. 54

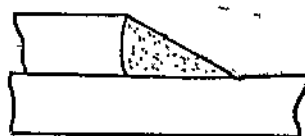


Рис. 55.

шва по рис. 60 может выравнивать распределение напряжений в опасном сечении полосы, так как часть напряжений должна пройти через этот шов, а часть отклониться к краям полосы. В результате напряжения будут распределяться так, как показано на рис. 60.

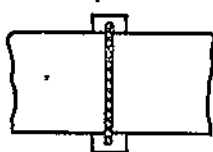


Рис. 56

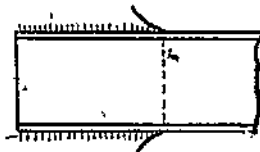


Рис. 57

Подтверждением приведенных соображений являются результаты опытов Графа и Института электросварки АН УССР. В опытах Графа однозначный предел усталости при $2 \cdot 10^6$ нагрузок для швеллеров, приваренных только фланговыми швами (рис. 15), оказался равным $8-9 \text{ кг/мм}^2$, а приваренных также добавочными швами в торце (рис. 16) повысился до 12 кг/мм^2 . В опытах Института электросварки знакопеременный предел усталости при $1,5 \cdot 10^6$ нагрузок пересечения балок с полными фланговыми и лобовыми швами (рис. 30), в $4,8 \text{ кг/мм}^2$ при устройстве неполных лобовых швов (рис. 31) повысится до $6,5 \text{ кг/мм}^2$. Заглаживание начала лобовых швов повысило предел усталости до $8,0 \text{ кг/мм}^2$.

Применение стыкового шва вместо соединения внахлестку. Большая вибрационная прочность стыкового шва в стыках балок и листов по сравнению с соединениями внахлестку (17 кг/мм^2 вместо $8-10 \text{ кг/мм}^2$, см. табл. 1 и 2) объясняется меньшей концентрацией напряжений в стыковом шве по сравнению с соединением внахлестку. Однако это справедливо только там, где силовой поток плавно переходит от одной соединяемой части к другой. Приварка стыковыми швами по рис. 61 является неправильной, так как нет плавного перехода от одной балки к другой; концентрация напряжений имеется у краев шва, что вызывает трещины, которые обнаруживались в рамах немецких сварных товарных вагонов (VDJ, 1935, Н. 41 и 49).

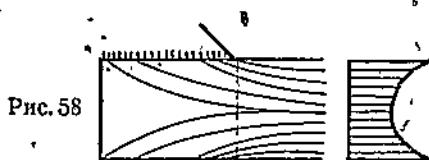


Рис. 58



Рис. 59

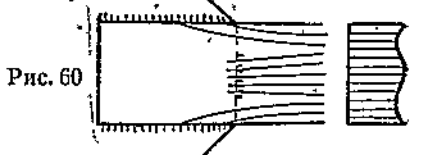


Рис. 60

Стыковые швы имеют тот недостаток, что их вибрационная прочность в сильной степени зависит от качества швов. При приемке они должны подвергаться тщательному контролю, лучше всего при помощи рентгеновского просвечивания. Поэтому во многих случаях заслуживают предпочтение стыковые швы, перекрытые накладками, приваренными фланговыми и лобовыми швами, с обработкой лобовых швов по рис. 55.

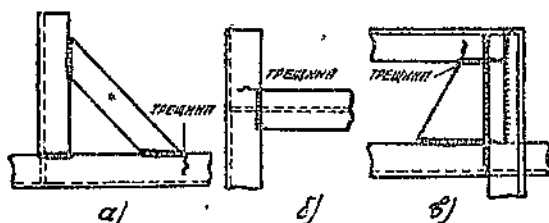


Рис. 61

Запрещение приварки жесткого элемента к гибкой стенке. На рис. 62 показано, прикрепление поперечного швеллера к продольному швеллеру рамы, усиленное треугольной косынкой, расположенной по нейтральной оси швеллеров.

В аналогичных соединениях (в трамвайных тележках) часто наблюдались трещины у начала шва косынки, хотя он и распо-

ложен по нейтральной оси. Эти трещины объясняются тем, что при горизонтальном прогибе поперечного швеллера жесткое прикрепление изгибает стенку, как эскизно показано на рис. 62 б, отчего в ней при сравнительно небольших силах появляются большие напряжения, ведущие при переменной нагрузке к трещинам. Чтобы избежать таких трещин, в конце косынки к продольному швеллеру нужно приварить ребро жесткости. Тогда при прогибе поперечного швеллера будет прогибаться весь продольный швеллер, а не только его стенка.

Аналогичные трещины появлялись в большом числе в сварных цистернах в местах приварки к обечайке уголков для прикрепления волно-резов и уголкового перегородок (рис. 63 и 64), а также у концов ребер, усиливающих прикрепление колпака цистерны к обечайке. Трещины здесь также происходили от местных перенапряжений вследствие изгиба тонкой стенки. Ту же причину (приварка жесткого элемента к гибкой стенке) имеют трещины в листах люковых крышек гондол у швов приварки люковых петель¹⁾.

Добавим, что вдоль шва часто наблюдаются подрезы, ослабляющие тонкий лист и понижающие его вибрационную прочность при изгибе.

Уничтожение эксцентриситетов в узлах сквозных ферм. Такие эксцентриситеты в обеих плоскостях встречаются в узлах боковых ферм большегрузных вагонов (рис. 65). Очевидно, эксцентриситеты вызывают дополнительные напряжения в концах стержней у узлов, ведущие к перенапряжениям в крайних волокнах прикрепляемых стержней, что повышает опасность трещин от усталости при вибрационной нагрузке.

Предохранение концов швов от трещин (вспарывания). В косынках, приваренных только двумя наружными швами (рис. 66), наблюдаются трещины на краях швов, так как при такой конструкции края швов сильно перенапряжены и работают на разрыв. Разгрузить края швов можно при помощи добавочных валиков у, как показано на рис. 67 (заметим, что концы этих валиков легко можно спилить, уничтожив кратеры).

Аналогичные трещины наблюдались на краях вертикальных швов, приваривающих стойки к боковым швеллерам рамы товарного вагона. Расчетные напряжения в швах невелики, поэтому трещины показывают, что

¹⁾ См. Стемпневский и Каракашьян, Устройство и техника ремонта вагонов, 1938, с. 498, фиг. 541.

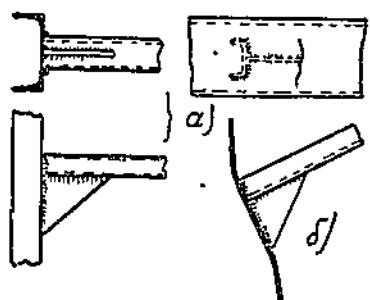


Рис. 62

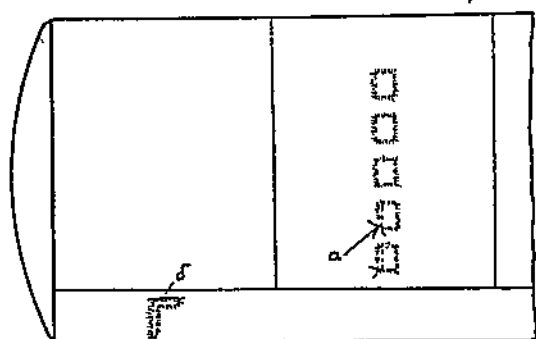


Рис. 63

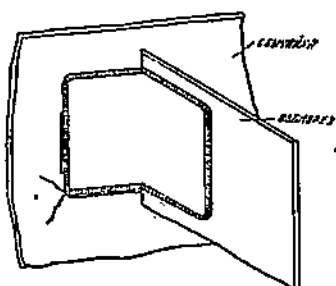


Рис. 64

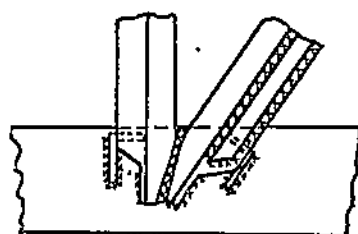
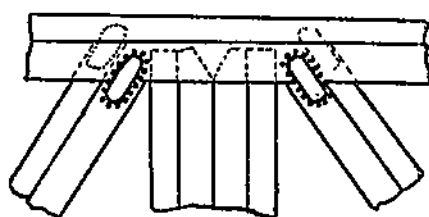


Рис. 65

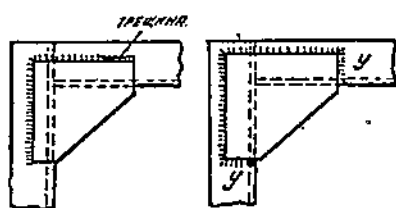


Рис. 66-67

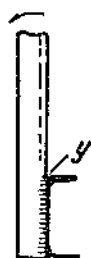


Рис. 68

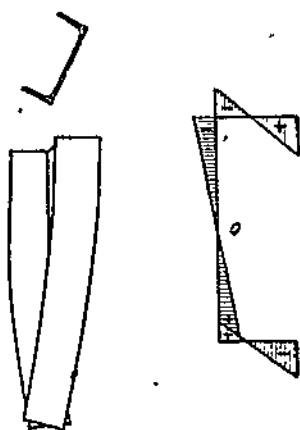


Рис. 69-70



Рис. 71

на краях швов имеются пики напряжений. (Вероятно также, что швы были, кроме того, низкого качества). Добавочными лобовыми швами (у на рис. 68), очевидно, легко можно разгрузить концы швов.

Применение замкнутых профилей. Для балок рам вагонов и тележек применяют обычно прокатные профили для упрощения работы и уменьшения количества сварки. Однако обычные швеллеры и двутавры не являются удачными профилями для вагонных балок. Действительно, вагонные балки работают на вертикальный изгиб, горизонтальный изгиб и кручение. Двутавры и швеллеры достаточно выгодно работают на изгиб в плоскости наибольшей жесткости; в другой плоскости они имеют малый момент сопротивления. При кручении же швеллеров и двутавров, кроме касательных напряжений, в полках профиля возникают еще нормальные напряжения. Действительно, при кручении профиля, имеющего две полки, одна полка изгибается в одну сторону, а другая в другую, как показано на рис. 69. Благодаря этому в полках появляются дополнительные напряжения изгиба каждой отдельной полки (см. рис. 70). Известны случаи, когда эти дополнительные напряжения от кручения, не учтенные расчетом, вызвали появление трещин у начала швов, приваривающих накладки к полкам швеллеров.

Описанных недостатков не имеют балки коробчатого замкнутого сечения (рис. 71). Такие балки имеют большую жесткость и большой момент сопротивления относительно обеих осей инерции и большую жесткость при кручении.

В Америке применяются шкворневые балки коробчатого сечения, штампованные из двух половин и сваренные только двумя швами. В условиях наших вагонов шкворневым балкам приходится работать на вертикальный и горизонтальный изгиб. Поэтому желательно им придавать коробчатое сечение. Точно также для хребтовой балки, подверженной продольным силам, изгибу в обеих плоскостях и кручению, наилучшим будет коробчатое сечение.

Г л а в а II

РАБОТА СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ВАГОНОВ ПРИ УДАРНОЙ НАГРУЗКЕ

6. Обзор опытных данных о силах и напряжениях в рамах товарных вагонов при ударе

В этом параграфе доказывается, что существующий способ расчета рам товарных вагонов на удар не отражает действительных условий работы при маневровом ударе. Из имеющихся опытных данных нельзя сделать выводов относительно величин сил и напряжений, действующих в рамах вагонов при ударе, и относительно допускаемых напряжений. Эти весьма важные вопросы требуют специальных исследований, до результатов которых способ расчета остается условным.

Существующий способ расчета на удар и его критика. Основной частью вагона, которая работает на удар, является его рама. Поэтому в дальнейшем будем иметь в виду главным образом раму. В настоящее время вагонные рамы рассчитывают на удар во время маневров и рывок при трогании с места, причем при расчете определяются напряжения от условных горизонтальных сил: при ударе по автосцепке в 80 т, при ударе в буфера по 40 т на каждый буфер, а при рывке 65 т на автосцепку. Считается, что эти силы целиком воспринимаются и передаются элементами рамы вагона. Допускаемое напряжение принимается равным 1400 кг/см^2 при совместном действии всех нагрузок на вагон и удара¹⁾.

¹⁾ ЦВПС Главтрансмаша, Основные данные для расчета и проектирования ж.-д. вагонов нормальной колеи.

Происхождение расчетной силы в 80 т неясно. Специалисты ваго-
ники указывают, что сила в 80 т в нормах назначена по аналогии с аме-
риканскими нормами, где предписано рассчитывать раму на 115 т¹⁾.

Такой способ является весьма условным и противоречит известным
данным о работе конструкций на удар. Например, известно, что временное
сопротивление и предел текучести стали при ударе сильно повышается.
На рис. 72 представлена диаграмма удар-
ного растяжения мягкой стали по Андри-
евскому.

Планк нашел, что предел текучести
при ударе повышается на 33%, а вре-
менное сопротивление разрыву — на 46%.
По Одингу предел текучести при ударе
оказался в 4 раза выше временного сопро-
тивления. Другие исследователи (Дави-
денков, Майер, Каван, Андриевский)²⁾
также нашли повышение временного со-
противления стали при ударе. Несмотря
на разноречивость цифр (что объясняется
крупными затруднениями в измерениях
сил и деформаций при ударах), все иссле-
дователи установили значительное повы-
шение предела текучести и временного
сопротивления при ударе.

При наших опытах, описанных в § 9, ударные расчетные напряжения
в балках, вычисленные по энергетическому методу, превышали 3500
кг/см². Однако заметных остаточных деформаций при ударах не было
обнаружено. Остаточные деформации при первых ударах были замечены
в тех образцах балок, в которых расчетные напряжения превысили 7000 кг/см².

Однако рост остаточных прогибов быстро
прекратился, и балки выдержали несколько
тысяч ударов до появления первой тре-
щины.

Таким образом, неправильно сохранять
допускаемое напряжение в 1400 кг/см² при
расчете на удар; допускаемое напряжение
должно быть выше. Назначение расчетной

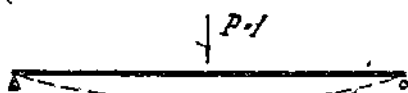


Рис. 73

силы при ударе, одинаковой для всех типов вагонов, также является не-
правильным. При расчете напряжений следует исходить не из силы, а из
энергии удара (живой силы), которая должна быть воспринята при ударе
той деталью (балкой, рамой, рессорой), по которой приходится удар.
При этом расчетная сила будет зависеть от гибкости или податливости
стержня.

Действительно, предположим, что балка (рис. 73) должна воспринять
некоторую энергию T удара, приходящегося по середине балки. Фиктивную
силу P , действие которой эквивалентно действию удара, определим сле-
дующим образом.

Пусть прогиб балки от силы $P_1=1$ будет δ_1 . Очевидно, про-
гиб от фиктивной силы P будет в P раз больше, т. е. $P \cdot \delta_1$. Работа
силы P будет равна $\frac{P \cdot P \cdot \delta_1}{2}$. Приравнявая эту работу живой силе удара

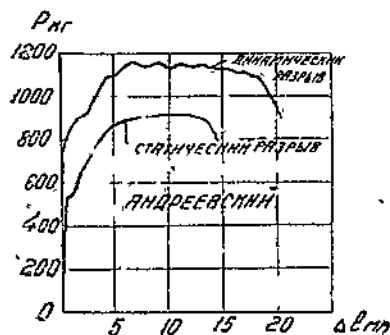


Рис. 72

¹⁾ Вагоны. Инженерно-технический справочник, 1937, с. 51.

²⁾ См. Давиденков, Динамические испытания металлов, 1936, с. 77.

T , получаем:

$$T = \frac{P^2 \cdot \delta_i}{2}$$

откуда

$$P = \sqrt{\frac{2T}{\delta_i}} \quad (9)$$

Из формулы (9) видно, что расчетная сила удара зависит от гибкости балки и уменьшается при увеличении гибкости балки.

Этим выводом можно воспользоваться при выборе типа сечения буферного бруса (см. дальше, § 11).

Таким образом, существующий способ расчета является условным и не дает представления о силах и напряжениях, действующих в раме вагона при толчках и ударах. Мы сделали попытку выяснить этот вопрос, для чего собрали ряд опытных данных, рассмотренных ниже.

Тяговой толчек. Тяговой толчек во время хода поезда или при трогании с места может быть измерен при помощи динамометрического вагона, включенного в состав тяжелого поезда. Мы располагаем следующими данными.

В 1925 г. Северная дорога произвела опытное исследование причин разрывов тяжеловесных поездов. При этих опытах обнаружилось, что при ведении поездов паровозом серии Э, имеющим силу тяги на крюке в 17 *т*, растягивающие усилия достигли 30 *т* (табл. 4, см. доклад инж. Быкова XXXIV Совещ. съезду инженеров тяги).

Таблица 4

№ опыта	Вес поезда брутто, <i>т</i>	Длина поезда, <i>м</i>	Место постановки динамометрического вагона, считая от паровоза	Максимальные усилия, растягивающие поезд		
				трогание с места	следование с площадки на подъем	следование с уклона на подъем
1	1210	480	2-я четверть	12	10	25
2	1338	560	2-я "	12	20	20
3	1206	520	2-я "	14	12	22
4	1222	568	2-я "	16	10	12
5	1273	560	3-я "	9	14	25
6	1326	560	3-я "	—	13	12
7	1322	528	3-я "	12	25	30
8	1300	616	3-я "	10	12	12

При более тяжелых поездах, вес которых в настоящее время доходит до 3000—3500 *т*, очевидно, растягивающее усилие должно быть значительно больше. Действительно, такие тяжелые поезда должны быть снабжены автосцепкой. По нормам при автосцепке расчетное тяговое усилие принимается в 65 *т*. Насколько точна эта цифра, не имея опытных данных, судить трудно, однако, судя по приведенным результатам опытов, порядок величины тяговой силы примерно тот, какой указан в нормах.

Добавим, что расчетное усилие на объединенную стяжку 1927 г. составляет 16 *т*. Новая упряжь испытывается на разрыв усилием в 25 *т* в случае обыкновенной упряжи и усилием в 30 *т* для термически обработанной упряжи. При этом в стяжке не должно появиться остаточных деформаций. Разрывы, происходящие в стяжке, также свидетельствуют о том, что действующие силы превосходят 25—30 *т*, так как временное сопротивление при ударе или рывке выше, чем при статическом разрыве. Величина сил при рывках зависит также от умения машинистов водить поезда.

Практика работы машинистов кривоносовцев показала, что при существующей упряжи можно водить тяжеловесные и длинносоставные поезда без крушений и аварий. Это подтверждается и такими бесспорными фактами, что около 60% разрывов происходит при трогании с места и при остановке поезда. Кроме того, следует отметить, что наибольшее количество разрывов приходилось на легкие составы (до 1000 *т*) и неполновесные поезда¹⁾.

В результате мы приходим к выводу, что расчетная величина тягового усилия в 65 *т* примерно отражает порядок действительной величины этой силы. Неизвестно только количество таких толчков. У нас и на дорогах Западной Европы ограничиваются условным расчетом по условному тяговому усилию, принимая его действие, как статической силы на крюке тендера.

Сила и напряжение при ударе по автосцепке. При маневровом ударе часть энергии удара передается через автосцепку, а часть через буфера. В дальнейшем буфера должны быть сняты. Поэтому представляют интерес главным образом сила удара и напряжения при снятых буферах. Для выяснения их примерных величин можно воспользоваться:

а) теоретическими соображениями, т. е. выводами теории упругости для случая продольного удара по стержню;

б) измеренными напряжениями от удара при испытаниях рам вагонов;

в) силами, измеренными при ударных испытаниях автосцепок.

а) Теоретические соображения. Теория упругости дает следующую формулу для напряжения в стержне в первый момент продольного удара некоторой массы по свободному стержню

$$\sigma = E \cdot \frac{v}{c} \quad (10)$$

где v — скорость ударяющего тела,

$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} = 5120 \text{ м/сек}$ — скорость распространения звуковой волны в стали.

Волны сжатия и растяжения распространяются в стержне со скоростью звука. При скорости ударяющего вагона 5 и 10 *км/ч* получим напряжения 570 *кг/см²* и 1140 *кг/см²*. Так как формула (10) выведена для идеальных условий, то рассчитанные по ней напряжения не могут дать правильного представления о работе рамы. Обращает на себя внимание, что формула (10) не содержит ни величины ударяющей массы, ни площади сечения стержня. Нужно заметить, что наличие фрикционного прибора и рессоры уменьшает скорость удара.

б) Измерение напряжения. Мы располагаем данными о напряжениях, измеренных при ударах во время испытания НИИЖДТ 50 *т* крытых вагонов в 1936 г. и 50 *т* цистерн (Главтрансаш и НИИЖДТ) в 1939 г. Эти данные не опубликованы. В первом случае напряжения при ударе записывались угольными телетензомерами сист. Зимана, во втором случае — угольными телетензомерами сист. инж. Чиркова. Первый тип приборов обладает значительной массой, благодаря чему возникает подозрение, что при ударах инерция приборов влияет на показания. Второй тип прибора значительно легче, но также возможно влияние инерции прибора при ударах. Недостатком угольных приборов является то обстоятельство, что они тарируются при статической нагрузке, и неизвестно, как изменяются их характеристики при ударной нагрузке. Рассмотрим сначала результаты испытаний 50 *т* крытых вагонов. Напряжения при ударах при автосцепке

¹⁾ Стельневский и Каракашьян, Устройство и техника ремонта вагонов, 1933, с. 313.

измерялись в вагонах двух типов: цельносварном и клепанно-сварном. Большой разницы в напряжениях в ударяющем и ударяемом вагоне не замечено. На рис. 74 показан пример диаграмм напряжений при ударе, записанных телетензомерами Зимана. Во время испытания было произведено свыше 100 ударов со скоростью до 14,4 км/ч. Для каждой из точек были построены графики изменения напряжений с ростом скорости удара. Пример такого графика показан на рис. 75. По этим данным мы определили напряжения в местах измерений при скорости удара 8 км/ч и выписали их на схемах, рис. 76 и 77. Как показывают эти рисунки, наибольшие записанные напряжения в ближайшем к месту удара участке хребтовой балки, превышают 2000 и даже 3000 кг/см².

При испытаниях 50 т цистерн измерялись напряжения в двух типах рам: без боковых швеллеров (рама типа НИИЖДТ) и с боковыми швеллерами (рама типа НКПС)¹⁾. На рис. 78 приведен пример диаграмм напряжений, записанных при ударе по автосцепке со скоростью 4,7 км/ч в раме типа НИИЖДТ.

На рис. 79 и 80 выписаны наибольшие напряжения, записанные приборами при ударах с разными скоростями. Эти напряжения в некоторых точках при ударе меняют знак. Обращает на себя внимание, что сечение хребтовой балки в месте прикрепления к буферному брусу работает на растяжение. Объясняется это тем, что удар по автосцепке передается через задние угольники, расположенные у шкворневой балки. При ударе по хребтовой балке в одну сторону идет волна сжатия (вперед), а в обратную сторону (назад) пойдет волна растяжения. Напряжения при ударе по автосцепке во всяком случае превышают расчетное 686 кг/см², вычисленное в предположении силы удара в 80 т с учетом эксцентриситета расположения автосцепки. Если принять среднее напряжение в нижних волокнах хребтовой балки на рис. 79 до шкворневой балки равным 835 кг/см², то сила удара будет равна

$$80 \cdot \frac{835}{686} = 97 \text{ т}$$

в) Сила удара при полном сжатии автосцепки. Сила удара при сжатии автосцепки до отказа измерялась в опытах Американской ассоциации ж. д. в 1928—29 г.²⁾ при ударных испытаниях поглощающих (фрикционных) аппаратов в автосцепках разных систем для товарных вагонов³⁾.

Различные типы автосцепок испытывались ударами бабы весом 12250 кг, падающей с разной высоты. При этом фиксировалась работа, необходимая для полного сжатия аппарата. Эта работа названа мощностью автосцепки. Сила удара при полном сжатии автосцепки определялась путем двукратного дифференцирования кривой пути бабы. Чем мощнее аппарат, тем лучше он выдерживает удары при маневрах, не сжимаясь до отказа. Но более мощный аппарат вызывает большую реакцию на раму вагона. Лучшим поглощающим аппаратом следует считать тот, который дает наименьшую реакцию на 1 кг его мощности. Результаты американских опытов приведены в табл. 5.

Поглощаемая мощность фрикционного аппарата нашей автосцепки ИРТ при полном сжатии равна 1500 кгм, т. е. примерно в 1,5—2 раза меньше, чем для американских аппаратов. Принимая, согласно последней строке табл. 5, что реакция на 1 кгм мощности составляет около 57 кг, получим величину реакции на раму, или давление вследствие удара, равное $57 \cdot 1500 = 85500 \text{ кг}$.

¹⁾ З. О. Каракашьян, Диссертация.

²⁾ American Railway Association, Circular No. D. V.—632, Chicago, May 25, 1929.

³⁾ См. Короткевич, Основы вагоностроения, с. 250.

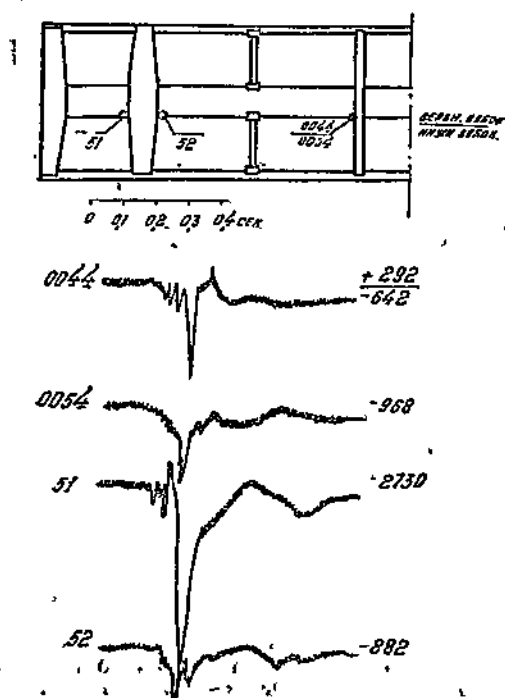


Рис. 74. Удар № 55 вагоном по авто-сцепке; $V=9,25$ км/ч.

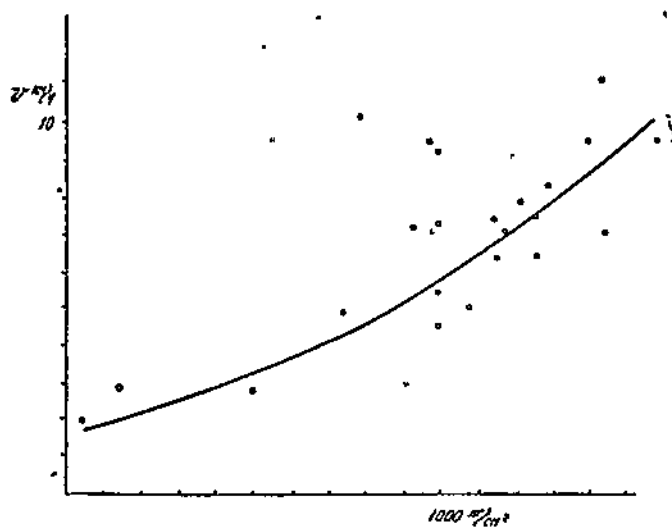


Рис. 75. Вагон № 123. Удар вагоном по автосцепке. Точка № 51.

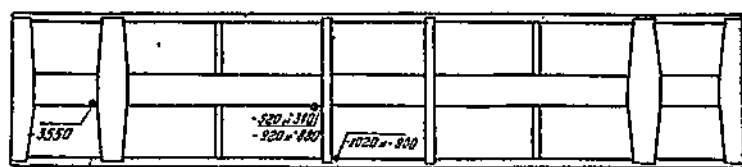


Рис. 76. Клепано-сварной вагон. Напряжения, измеренные при ударе вагоном по автосцепке со скоростью 8 км/ч.

Верхнее волокно.

Нижнее волокно.

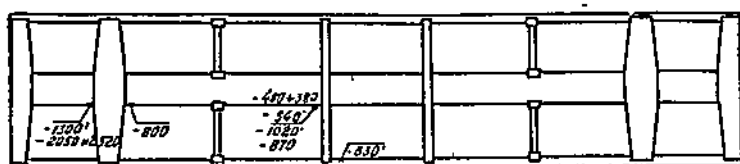


Рис. 77. Цельносварной вагон. Напряжения, измеренные при ударе при скорости 8 км/ч по автосцепке. Со значком' — удар по вагону, без значков — удар вагоном.

Верхнее волокно.

Нижнее волокно.

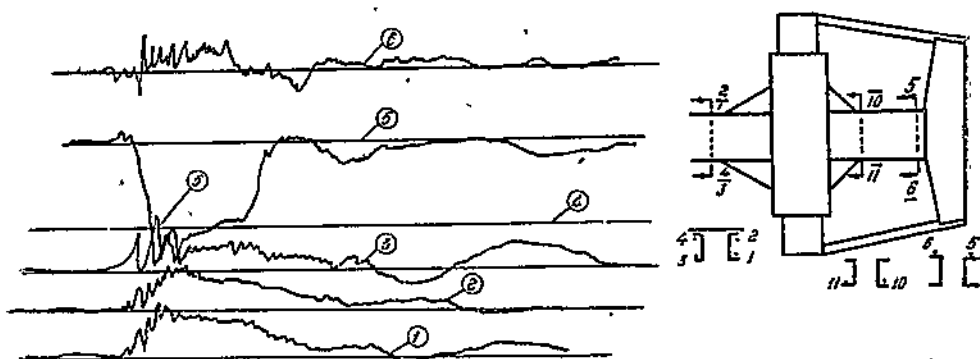


Рис. 78. Рама НИИЖДТ. Удар по автосцепке.

Таблица 5

Результаты опытов Американской ассоциации ж. д. в 1928—29 гг.

Название аппарата	Нейш-нелл	Эджутер	Во-Гульд	Холл	Сешонс	Вестингауз	Бретфорд	Майнер	Кардвелл	Гирлесс	Маррей
1) Мощность в кс/м (работа при ударе бабой 12250 кг для сжатия аппарата до отказа)	3850	3820	3150	3120	3020	2610	2400	2370	2310	2180	1660
2) Реакция в кг при ударе на полном сжатии аппарата	183000	189000	190000	179000	173000	93000	145000	130000	105000	94000	88000
3) Отношение числа в п. 1 к числу в п. 2	48	50	60	57	57	36	64	55	45	43	53

Так как при маневрах автосцепка полностью сжимается и остаток живой силы передается в виде глухого удара, то очевидно, что напряжения от удара будут значительно выше, чем получится по расчету от вычисленных выше 85,6 т. Эти соображения также подтверждают, что расчетная сила удара должна быть больше 80 т.

Силы и напряжения при ударе по буферам. Для выяснения сил и напряжений при буферном ударе мы воспользуемся следующими данными:

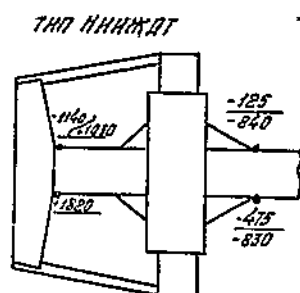
а) измеренными напряжениями от удара при испытаниях товарных вагонов;

б) видом деформаций и разрушений в рамах товарных вагонов при эксплуатации.

а) Измеренные напряжения. Мы располагаем данными о напряжениях, измеренных при буферном ударе во время испытания 50 т крытых вагонов и 50 т цистерн (см. предыдущий пункт).

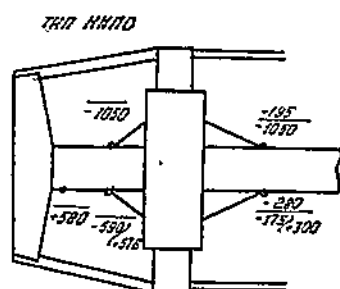
При испытаниях 50 т крытых вагонов записывались напряжения тензометрами Зимана при большом числе ударов с разными скоростями. По полученным диаграммам были построены графики зависимости напряжений от скорости удара, аналогичные приведенному на рис. 75. По этим графикам мы определили напряжения при скорости удара в 8 км/ч и выписали их на схеме—рис. 81 и 82. Цифры на рисунках показывают, что наибольшие напряжения записаны в крайнем участке хребтовой балки, где они превышают 3000 кг/см². К сожалению, данных о напряжениях в буферном бруске не имеется. При испытаниях 50 т цистерн¹⁾ измерялись напряжения в 2 типах рам: типа НИИЖДТ и НКПС (см. предыдущий пункт). В первом типе напряжения измерялись при ударах в оба буфера, в один буфер по прямой (работали по одному буферу с каждой стороны вагона, расположенные с одной стороны продольной оси) и в один буфер по диагонали (работали по одному буферу с каждого конца вагона, расположенные с разных сторон его продольной оси). Во втором типе напряжения измерялись при ударе в один буфер по прямой и по диагонали. На рис. 83 приведен образец диаграммы, записанной при ударах по буферу. Кривые напряжений возрастают полого, затем происходит внезапный скачок. Повидимому, первая часть диаграммы соответствует сжатию буферной пружины, а скачок напряжений—глухому удару после

¹⁾ Данные заимствованы из канд. диссертации инж. З. О. Каракашьяна.



$v = 4,15 - 5,7$ км/ч.

Рис. 79. Тип НИИЖДТ.



$v = 4,5 - 7,0$ км/ч.

Рис. 80. Тип НКПС.

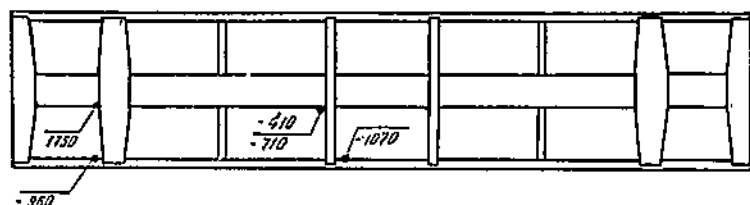


Рис. 81. Клепано-сварной вагон. Напряжения, измеренные при ударе вагоном по буферам со скоростью 8 км/ч.

Верхнее водокно.

Нижнее водокно.

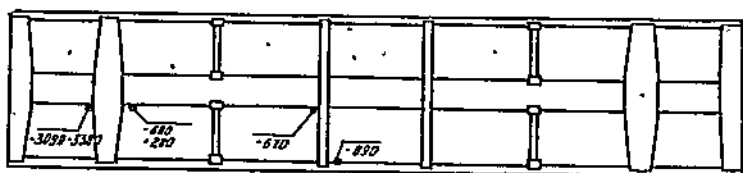


Рис. 82. Целиносварной вагон. Напряжения, измеренные при ударе вагоном со скоростью 8 км/ч по буферам.

Верхнее водокно.

Нижнее водокно.

полного сжатия пружины. На рис. 84—88 приведены наибольшие напряжения, записанные телетензомерами Чиркова при ударах с разными скоростями. Напряжения показывают, что даже при ударе в оба буфера происходит горизонтальный изгиб рамы, и напряжения в крайних волокнах хребтовой балки достигают большой величины. Далее, для обеих рам напряжения в крайнем участке хребтовой балки больше, чем в участке, расположенном между шкворневыми балками. Напряжения в раме с боковыми швеллерами заметно ниже, чем в неусиленной раме НИИЖДТ. Напряжения достигают большой величины, свыше 5000 кг/см^2 . Несмотря на это, трещин при испытаниях не было. В неусиленной раме НИИЖДТ при ударе в один буфер на стенках хребтовой балки были замечены полосы текучести, свидетельствующие о высоких напряжениях. В тех же рамах были измерены статические напряжения при нажатии домкратами с силой 30 т в один буфер, причем в одном случае реакция прикладывалась к противоположному буферу, расположенному с той же стороны продольной оси рамы, что и первый буфер (прямое нажатие), или расположенному по диагонали (косое нажатие). Измеренные при этом напряжения выписаны на рис. 89 и 90. Если максимальные ударные напряжения по рис. 84—88 разделить на соответствующие статические напряжения по рис. 89 и 90, то получим коэффициент, указывающий, во сколько раз фиктивная сила удара превышает силу в 30 т . Прделав это, мы получили коэффициенты, колеблющиеся от 1,8 до 13,2. Средняя величина коэффициента 5,0, т. е. по измеренным напряжениям силу удара в один буфер следует считать в 150 т .

б) Деформации буферного бруса. На рис. 91 показаны наблюдавшиеся деформации неусиленных рам 50 т цистерны (изгиб хребтовых балок с отворотом буферной части в сторону), произошедшие от буферных ударов.

На основании вида деформаций можно судить о том, какой статической силе эквивалентно действие удара. При этом приходится исходить из предела текучести при статической нагрузке (2700 кг/см^2), и сила удара получается условной.

Согласно рис. 89, при косом нажатии силой 30 т напряжения в переднем конце хребтовой балки достигают 1443 кг/см^2 , а в боковом швеллере— 1402 кг/см^2 . Исходя из напряжений в хребтовой балке, эквивалентную силу удара следует считать равной

$$30 \text{ т} \cdot \frac{2700}{1443} = 56 \text{ т}$$

Исходя из напряжений в боковом швеллере, получим

$$30 \text{ т} \cdot \frac{2700}{1402} = 52 \text{ т}$$

Выводы. Из сделанного обзора можно сделать следующие выводы:

а) При ударе, в особенности глухом, действуют иные законы, чем при статической нагрузке, поэтому расчет напряжений при ударе и допускаемые напряжения должны базироваться на других основаниях. Допускаемое напряжение при ударе должно быть принято значительно выше, чем при статической нагрузке.

б) Измеренные угольными телетензомерами напряжения при маневровых ударах не могут считаться точными, так как характеристики угольных телетензометров при ударе не выяснены. Необходимо разработать способ тарировки угольных телетензометров при ударе, после чего пересмотреть все накопленные результаты записей напряжений при ударах. Не исключена

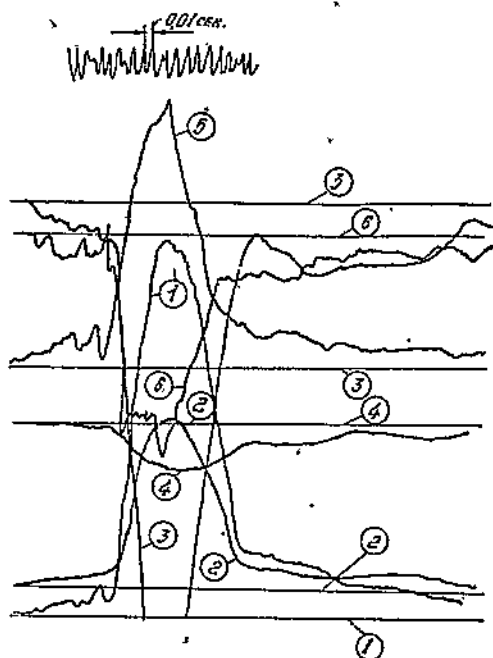
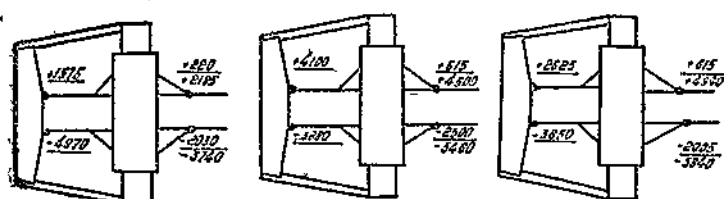


Рис. 83. Рама НИИЖДТ. $V = 4,7$ км/ч; косой удар по буферам. Места точек измерения напряжений см. рис. 7.

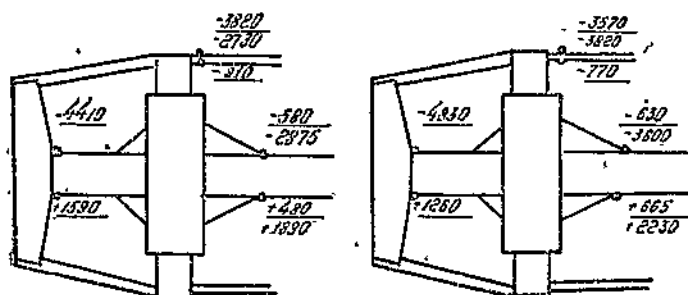


$V = 5,14 - 8,31$ км/ч.
Удар в оба буфера.

$V = 3,5 - 5,7$ км/ч.
Прямой удар.

$V = 2,7 - 4,7$ км/ч.
Косой удар.

Рис. 84—86. Тип НИИЖДТ.



$V = 2,7 - 5,14$ км/ч.

Прямой удар.

$V = 4,2 - 8,3$ км/ч.

Косой удар.

Рис. 87—88. Тип НКПС.

возможность, что поправки к статическим тарифовкам не будут очень велики. Однако, даже если эти напряжения преувеличены, все же можно сделать вывод, что при ударах рама вагона может выдержать весьма большие напряжения. Далее, по приведенным данным можно сделать некоторые важные выводы, касающиеся знаков напряжений и их относительной величины.

в) Напряжения при ударе в буфере значительно выше, чем при ударе по автосцепке. Объясняется это тем, что в автосцепке имеется фрик-

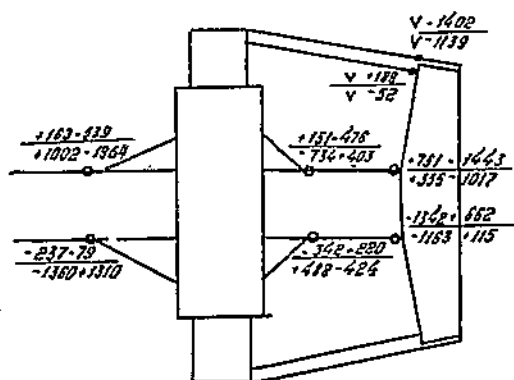


Рис. 89. Рама типа НИИЖДТ. Прямое и косое нажатие.

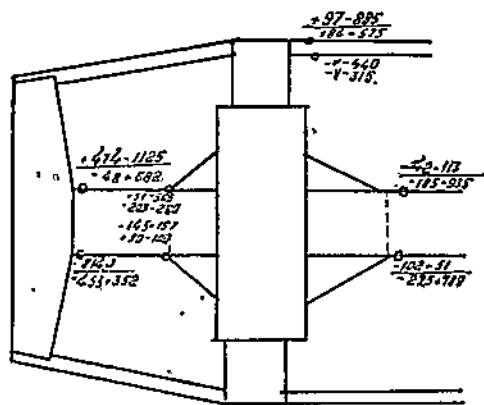


Рис. 90. Рама типа НКПС. Прямое и косое нажатие.

ционный аппарат, замедляющий удар и поглощающий часть энергии удара. Поэтому удар в оба буфера нельзя считать равноценным удару по автосцепке, как предписано нормами.

г) При ударе в крытом вагоне наиболее напряжен участок хребтовой балки между буферным брусом и шкворневой балкой. Участок между шкворневыми балками работает меньше, так как при ударе часть сил инерции груза передается через шкворневую балку.

д) Благодаря принятому расположению упорных угольников для автосцепки, хребтовая балка в месте прикрепления к буферному брусу всегда растянута: при тяговом усилии и при ударе в автосцепку. При ударе в один буфер от изгиба в горизонтальной плоскости, в указанном месте могут появиться растягивающие и сжимающие напряжения. В крытом товарном вагоне это сечение хребтовой балки и место пересечения хребтовой балки с шкворневой балкой следует считать наиболее опасными для хребтовой балки.

е) Приведенный материал не дает возможности обосновать новый способ расчета рам вагонов на удар, но показывает, что старый способ расчета далек от истины. Только в том случае, если расчет достаточно отражает действительность, можно при проектировании произвести дальнейшую рационализацию конструкции рамы товарного вагона. Поэтому разработка вопросов, поставленных в настоящем параграфе (сила удара, допускаемые напряжения, способ расчета), является совершенно необходимой.

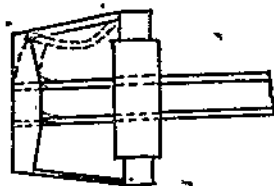


Рис. 91.

§ 7. Действие одиночных и повторных ударов на сварные балки и рамы

В настоящем параграфе приводится опытный материал о видах разрушений в сварных балках и рамах при одиночных и повторных ударах. В некоторых случаях по виду разрушений можно судить о том, произошло ли разрушение от одиночных сильных ударов или от ударной усталости. Это необходимо для оценки причин появления трещин в рамах во время эксплуатации.

Вид разрушений. В рамах вагонов во время эксплуатации обнаруживаются трещины в швах и в основном металле, остаточные прогибы балок и стержней и выпучивание листов балок. Так как в раме вагона наибольшие напряжения происходят от ударной нагрузки, а не от вибрационной, то очевидно, что эти дефекты могут произойти либо от недопустимо сильных одиночных ударов, либо от нормальных повторных ударов при маневрах. Усиление или изменение конструкции может понадобиться лишь во втором случае, если основной металл и сварка доброкачественны, так как нет смысла усиливать конструкцию в расчете на недопустимо сильные удары. Чтобы решить, нужно ли усиление рам, нужно исследовать причины разрушений в них. Внешний вид разрушений может дать некоторые указания о причинах дефектов, конечно, еще недостаточные для достоверного суждения об этом.

Прежде чем перейти к обзору дефектов в рамах товарных вагонов во время эксплуатации, мы рассмотрим виды разрушений при испытаниях вагонов и при специальных испытаниях сварных балок на одиночный и на повторный удар и постараемся сделать выводы из этих опытов.

Повреждения при испытаниях вагонов. При испытаниях вагонов на удар вагоны подвергаются немногочисленным сильным ударам, превосходящим по силе нормальные удары во время маневров. После каждой серии ударов вагоны тщательно осматриваются.

Приведем данные о повреждениях, обнаруженных во время испытания наших 60 *т* гондол, 50 *т* товарных вагонов и 60 *т* хопперов, а также американских большегрузных вагонов.

а) Повреждения при испытаниях 60 *т* гондол, произведенных вагонным отделением НИИЖДТ в 1937 г.

Во время испытаний 3 вагона бросались на 2 заторможенных башмаками вагона при наличии автосцепки и буферов и со снятыми буферами со скоростями от 7 до 16,5 км/ч, всего 16 раз.

После окончания испытаний в гондолах оказались следующие повреждения.

В первой ударяющей гондоле лопнул шов косынок, соединяющих угловые стойки с верхними швеллерами боковых ферм. С ударной стороны гондолы выпучилась вертикальная стенка хребтовой балки с одной стороны на 20 мм и с другой стороны на 15 мм. Вертикальный лист буферного бруса вдавился на 10 мм. Значительно увеличился боковой прогиб лобового контрфорса, который прогнулся при подъеме гондолы домкратами на статических испытаниях. Оторвались верхние петли лобовых дверей. Оторвались по швам угольники, соединяющие буферный брус с хребтовой балкой со стороны ударного конца.

В другой гондоле произошло вдавливание вертикального листа буферного бруса на 10 мм и выпучивание вертикальной стенки хребтовой балки на 10 мм.

Уширение расстояния между боковыми фермами произошло до 85 мм, вертикальный прогиб до 9 мм.

б) Повреждения при испытаниях большегрузных 50 *т* вагонов в 1936 г., произведенных Вагонным отделением НИИЖДТ.

Сварной вагон выдержал 109 ударов со скоростями до 14,4 *км/ч*. После этого обнаружены следующие повреждения.

Деформации лобовых стоек и расколов.

Надрывы сварных швов в местах крепления боковых стоек и расколов.

Изгиб буферного бруса в горизонтальной плоскости.

Прогиб концевых хребтовых балок книзу.

Отставание нижних швов приварки нижнего листа буферного бруса и хребтовой балки.

Разрушение шва, соединяющего верхний лист буферного бруса с хребтовой балкой и горизонтальным верхним листом на участке между ребрами жесткости.

Лопнул шов, соединяющий крайнюю диафрагму тормозной площадки с наружным буфером швеллера.

Сдвиг крыши.

В другом сварном вагоне обнаружен отрыв стоек и расколов со стороны тормозной площадки и отрыв кондукторского сидения.

в) При испытаниях сварных 60 *т* хопперов один из хопперов стоял неподвижно, имея упор со стороны задней торцевой стенки, а другой набегал на него с разной скоростью. Оба хоппера были немного перегружены, до 70 *т*. При наличии автосцепки скорость ударов изменялась, увеличиваясь от 6 до 12 *км/ч*, после чего был произведен осмотр. Затем испытания продолжались при скоростях ударов от 12 до 20 *км/ч*. После первой серии ударов заметных деформаций ни в хребтовой балке, ни в боковых фермах обнаружено не было; только немного выпучилась обшивка стен. После второй серии ударов были обнаружены следующие дефекты как в ударяемом, так и в ударявшем хоппере.

Выпучивались вертикальные листы хребтовой балки у задних упорных угольников автосцепки. Нижние кромки хребтовой балки под задним упорным угольником автосцепки разошлись на 6 *мм*.

Появилась трещина длиной в 10 *мм* в верхнем шве над упорным угольником автосцепки.

Расстояние между боковыми стенками в области средних расколов увеличилось на 40—45 *мм*.

После испытаний с автосцепкой головки последней были сняты, и были произведены испытания на буферный удар при тех же скоростях. При скоростях до 12 *км*, кроме изгиба буферных стержней, никаких повреждений не замечено. Удар при скорости в 20 *км/ч* вызвал изгиб буферных стержней, срыв стаканов буферов с болтов, выпучивание стен, а в ударяющем хоппере, кроме того, выпучился вверх верхний лист буферного бруса и появилась трещина в шве приварки диафрагмы к верхнему листу.

г) При испытаниях на удар легковесных крытых вагонов Американской железнодорожной ассоциации в 1937 г.¹⁾ регистрировались повреждения в сварных и клепанных вагонах старой и новой облегченной конструкции. Испытуемые вагоны с полной нагрузкой не затормаживались и стояли в одиночку или впереди состава из 6 порожних вагонов, с которыми были сцеплены. Скорости удара доходили до 22—29 *км/ч*. В сварных легковесных вагонах фирмы „Пульман“ из стали Кор-тен после ударов разрушались точечные швы в концевой стенке и в боковой обшивке, боковая обшивка и кровля выпучились, согнулись концевые стойки, согнулся буферный брус, разрушились сварные швы в буферном бруске и в

¹⁾ Доклад об итогах испытаний на удар легковесных крытых вагонов. Перевод НИБ Главтрансмаша.

хребтовой балке и появились трещины в буферном бруссе, концевых стойках и в других местах. Эти трещины появились в местах остаточного изгиба элементов или листов. В клепанном вагоне старого типа АРА трещин и разрушений замечено не было, повреждения свелись к выпучиванию и изгибу элементов рамы и кузова.

В вагоне облегченного типа завода Мт Вернон с клепанным кузовом из стали Кор-тен после ударов обнаружены выпучивания и изгиб элементов, выпучивание обшивки и кровли, ослабление и срез заклепок и трещин в угловой стойке, в полке и стенках поперечных балок и в диафрагме шкворневых балок, а также трещины в сварных швах. Судя по отчету, трещины появлялись в элементах, получивших остаточные деформации.

Из сделанного обзора следует, что при немногочисленных сильных ударах со скоростями, превышающими допустимые при маневрах, в элементах вагонов могут появиться следующие дефекты:

а) прогибы элементов и выпучивание листов,

б) трещины в основном металле, сопровождающиеся пластическими деформациями (если металл доброкачественный и не находится в хрупком состоянии),

в) трещины в швах и отставание швов.

Повреждения при лабораторных испытаниях балок на удар. Мы приведем результаты опытов Института им. Баумана и Института электросварки с балками при малом числе и при большом числе ударов.

а) В Институте им. Баумана в Москве были испытаны шкворневые балки тележек Даймонд на удар („Вагонник“, 1939, № 10, статья инж. Д. Полякова). Четыре балки были сняты с потока на Калининском заводе и четыре балки были сварены по улучшенной технологии на заводе им. Урицкого. Те и другие балки сваривались электродами с тонкой обмазкой. Испытания производились ударами фрикционного молота по середине балки, бабой весом 750 кг при высоте падения 0,9 м. Средние числа ударов до разрушения швов приведены в табл. 6.

Таблица 6

Разрушились швы	Балки с Калининского завода	Балки с завода им. Урицкого
Верхние поясные под скользунами .	45	800
Нижние поясные	70	в двух 575, в двух — не разрушены

В большинстве случаев разрушения начинались в верхних поясных швах: в нескольких балках под скользунами, в одной под пятником. В нижних поясных швах трещины начинались от угла, образованного вертикальным и лобовым швами наличника и нижним поясным швом.

Мы видим, что балки Калининского завода выдержали во много раз меньше ударов, чем балки завода им. Урицкого. Причиной меньшей прочности швов первых является весьма низкое качество швов, в которых после излома были обнаружены непровары, доходящие до 60—70% сечения, пузыри и раковины. Улучшение технологического процесса сварки значительно повысило прочность швов при ударной нагрузке.

Кроме ударных испытаний были произведены испытания статической нагрузкой двух балок Калининского завода и двух опытных балок зав. Урицкого. Разрушение балок Калининского завода (с низким качеством швов) в основном происходило по швам: трещины появлялись в швах у опоры, в верхнем и нижнем поясных швах и во всех швах наличника

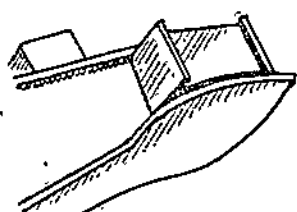


Рис. 92. Разрушение швов у опоры калининских балок при статической нагрузке.

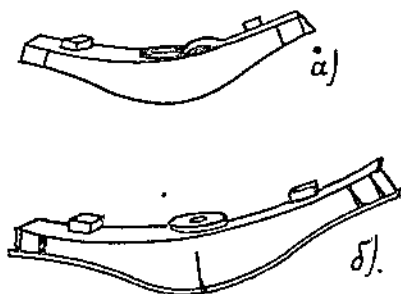


Рис. 93. Разрушения балок завода им. Урицкого при статической нагрузке.

(рис. 92). Появление трещин в швах опорной части исследователи объясняют отчасти неудачной конструкцией шкворневой балки, в которой имеется скопление швов у жесткого наличника, затрудняющего деформации, но главным образом низким качеством швов (непровары).

Характер разрушения опытных балок завода им. Урицкого (с хорошими швами) отличался от характера разрушения балок Калининского завода. В одной балке (рис. 93) выпучился верхний пояс, а в другой балке произошел разрыв нижнего пояса и стенок по середине пролета.

б) В 1930 г. Институт электросварки в Киеве произвел сравнительные ударные испытания электросварных и клепанных балок ¹⁾. Балки были сварены электродами с меловой обмазкой. Балки разной конструкции, пролетом 2 м, испытывались ударами бабы Арциша общим весом 4,3 т. Высота падения бабы увеличивалась при каждом ударе, изменяясь в разных балках от 10 или 30 см до 100 см. Вид разрушения после ударов показан на рис. 94. Приведем описание вида разрушения.

Сваренная балка L_2 без стыка. При третьем ударе с высоты 60 см появилась первая трещина в горизонтальном поясном шве недалеко от середины пролета. При следующих ударах эта трещина возрастала и начала переходить на основной металл. Одновременно стали появляться мелкие трещины в других местах. При пятом ударе с высоты 100 см произошло сильное местное выпучивание стенки из вертикальной плоскости.

Сваренная балка L_3 без стыка. При втором ударе с высоты 50 см появилась первая трещина в горизонтальном поясном шве недалеко от середины пролета. При третьем ударе с высоты 75 см такая же трещина появилась с другой стороны. При четвертом ударе с высоты 100 см трещины появились в нескольких местах при одновременном увеличении остаточного прогиба. На рис. 94 видно, что верхний сжатый пояс потерял устойчивость, и стенка выпучилась из своей плоскости.

Сваренная балка O_2 с косым стыком стенки и прямыми стыками полок. Разрушение произошло от первого же удара с высоты 20 см. Разрыв

¹⁾ Патон и Дятлов, Ударные испытания электросварных и клепанных балок, Москва, 1930.

начался с растянутого поперечного шва и пошел вверх по основному металлу до нейтральной оси. Второй удар, произведенный с высоты 10 см, окончил разрушение:

Сваренный образец W_2 с пересечением балок при помощи рыбки и столика. При третьем ударе с высоты 30 см произошел разрыв основного металла нижнего пояса недалеко от поперечного шва, которым рыбка была приварена к поясу. Следующий удар окончил разрушение, разорвав стенку. Балка в опасном сечении согнута; таким образом, разрушение произошло после пластической деформации.

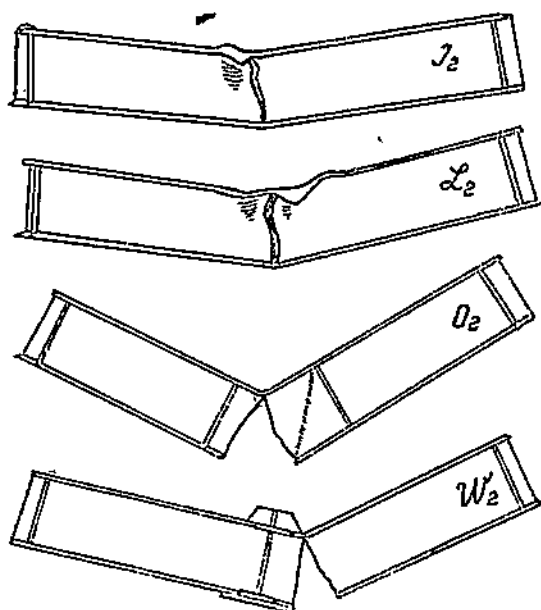


Рис. 94.

Вид разрушения балок показывает, что от одиночных ударов трещины в основном металле сопровождаются пластическими деформациями, а швы могут разрушаться без пластических деформаций.

в) Испытания сварных балок на большое число повторных ударов было произведено в 1939 г. в Институте электросварки (см. § 9, рис. 121—133). В последнем случае число ударов до разрушения было не менее 5000 и доходило до 75000. Во всех случаях трещины появлялись по основному металлу у начала швов, т. е. в местах концентра-

ций напряжений, и не проходили через шов (рис. 95). Такой вид разрушения можно считать характерным для усталости, в данном случае для ударной усталости. При испытаниях двутавровых образцов рассчитанные напряжения доходили до 4000 кг/см^2 , трещины появлялись без заметных пластических деформаций. При испытаниях коробчатых балок расчетные напряжения в крайнем волокне достигали 7000 кг/см^2 . В этом случае заметные остаточные прогибы получились уже после первых ударов, но трещина появилась в основном металле у начала швов, в месте концентрации напряжений, лишь после нескольких тысяч ударов.

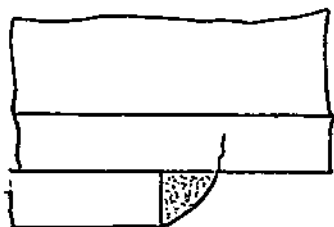


Рис. 95.

Выводы относительно вида дефектов при ударах. Из сделанного обзора можно сделать следующие выводы:

а) Трещины в основном металле, сопровождающиеся пластическими деформациями, происходят от одиночных или небольшого числа сильных ударов. При таких ударах сначала появляются пластические деформации, а затем появляются трещины.

б) Трещины в основном металле у начала швов без заметных признаков пластических деформаций являются следствием ударной усталости, т. е. большого числа более слабых ударов, не вызывающих текучести в напряженных волокнах. Исключением могут быть трещины в недобро-

качественном металле, находящемся в хрупком состоянии (влияние вредных примесей или больших двухосных усадочных напряжений). Об этих трещинах сказано более подробно в § 11.

в) Трещины в швах, вероятнее всего, происходят от одиночных или малого числа сильных ударов, хотя возможны трещины и от ударной усталости. Однако первая причина более вероятна, в особенности, если после разрушения в швах обнаруживаются непровары и другие пороки.

г) Остаточные прогибы частей рамы и выпучивания ее элементов происходят от одиночного или небольшого числа сильных ударов.

д) Эти выводы не претендуют на полноту и касаются только действия удара, а не вибрационной нагрузки.

§ 8. Разрушения в рамах товарных вагонов от ударов при эксплуатации

В этом параграфе сделан обзор дефектов в рамах товарных вагонов, обнаруживаемых во время эксплуатации вагонов, и дана оценка их вероятных причин, затем доказывается, что большинство этих дефектов может быть устранено без увеличения веса тары вагона.

Данные о разрушениях во время маневров. Прежде чем перейти к систематическому обзору трещин, появляющихся в рамах товарных вагонов, мы приведем список повреждений цистерн, зарегистрированных при маневрах на ст. Грозный Орджоникидзенской ж. д. с 1.VII по 31.XII 1938 г. Этот список охватывает только двухосные и четырехосные цистерны. За указанное время зарегистрированы следующие повреждения.

Повреждения двухосных цистерн

Разбиты совершенно	9	Сломан промежуточный брус	12
Свалены с пути ¹⁾	2	Согнут швеллерный брус	2
Сход колесной пары	3	Лопнула хребтовая балка	2
Сбит котел	12	Согнута буксовая лапа	2
Разбиты буксы	12	Согнут цилиндр котла	1
Разбита рама вагона	1	Оборван упряжной крюк	1
Сломан буферный брус	11	Сломан буферный стакан	1
Согнут буферный брус	12		

Повреждения четырехосных цистерн

Сход тележки	3	Сломан надрессорный брус	2
Сломан буферный брус	2	Согнута хребтовая балка	2

Нужно полагать, что этот список далеко не полон. Характер многих повреждений (цистерны разбиты совершенно, свалены с пути, сход колесных пар и тележек, разбиты буксы) ясно доказывает, что они получились вследствие недопустимых скоростей при маневрах. Очевидно, повреждения в вагонных рамах (поломка буферных брусьев, хребтовых балок и т. д.), приведенные в списке, также явились следствием недопустимо сильных ударов во время маневров.

Сказанное подтверждает, что одной из причин разрушения рам вагонов являются недопустимые скорости при маневрах, и что во многих случаях контроль за маневрами является более действительной мерой борьбы с повреждениями, чем усиление рам вагонов.

Повреждения буферных брусьев. Мы рассмотрим буферные брусья разных товарных вагонов. Вместе с перечислением дефектов мы приведем предполагаемые причины их появления.

¹⁾ Сошли с рельс.

а) В старых товарных вагонах замечаются лучевые трещины в стенке буферного бруса (рис. 96 и 97), состоящего из одного швеллера. Эти трещины, ничего общего со сваркой не имеющие, повидимому, происходят от удара буферного стержня (или гайки) по сравнительно тонкой стенке, так как буферная пружина уже при 6—7 т полностью сжимается, и остаток живой силы передается в виде жесткого удара. Лучевые трещины обычно сопровождаются деформацией буферного поддона, вдавливающегося в области отверстия для буферного стержня внутрь вагона.



Рис. 96. Нормальный крытый вагон.



Рис. 97.

В тех же буферных брусках замечаются трещины, исходящие из углов прямоугольных вырезов, хотя в непосредственной близости от этих мест стенка ударов не воспринимает. За отсутствием данных о материале этих швеллеров нельзя точно установить, не являются ли причиной появления этих трещин вредные примеси (томассовский металл). Мы склонны считать это одной из возможных причин, так как в доставленном в Институт электросварки буферном швеллере с подобной трещиной обнаружена сильная ликвация.

Подтверждением нашего мнения служит еще и то обстоятельство, что жесткий удар буфера приходится не непосредственно по стенке швеллера, а по буферному поддону толщиной 20 мм, причем в буферном поддоне трещины не замечаются.

б) Трещины в швах буферного бруса. Замечались отрывы верхних и нижних полок (армировочных листов) буферных брусков от стенки (четырёхосные цистерны, хопперы), после чего горизонтальные полки выпучивались, отрыв швов в диафрагмах внутри буферных брусков, трещины в лобовых швах, приваривающих горизонтальные листы буферного бруса к хребтовой балке (четырёхосные цистерны), трещины в швах у угловых стоек хопперов и трещины в швах буферных поддонов. Главнейшей причиной этих трещин является низкое качество сварки, так как во многих разрушенных швах были обнаружены непровары, некоторые швы „отлипали“ от металла (по выражению очевидцев); некоторые разрушенные швы имели недостаточное сечение.

Пороки сварки особенно сказывались на коротких швах, которыми приваривались скобы для сцепщика, кронштейны и другие мелкие детали буферного бруса.

Швы этих деталей отлетали после недолгой эксплуатации вагона; поэтому в последнее время такие детали, как скобу для сцепщика, петли увязочных колец, не приваривают, а приклепывают к буферному брусу.

Появлению трещин в длинных швах (например, приваривающих буферный поддон) способствует низкая ударная вязкость металла, наплавленного электродами с тонкой обмазкой, что также является одной из причин трещины в тех швах, по которым непосредственно приходится удар. Трещины в швах, приваривающих раскосы и стойки кузова к буферному брусу, и отрыв раскосов и стоек от буферного бруса наблюдались в четырёхосных хопперах неусиленной конструкции. Причиной в этом случае можно считать низкое качество швов (швы имели непровары, было замечено, что часть шва „отлипала“. См. статью Драйчика в журн. „Вагонное хо-

злыство", № 6 за 1934 г.), сваренных меловыми электродами и воспринимающих непосредственно ударную нагрузку. Здесь к влиянию ударов добавлялось влияние вибраций раскосов и стоек при колебаниях на ресорах.

В 60 *т* гондолах встречались случаи трещин в швах, приваривающих к буферному брусу внутреннюю диафрагму у места установки буфера. В некоторых случаях было замечено, что трещина, начавшись в шве, идет дальше по диафрагме. Швы диафрагмы непосредственно передают буферный удар, поэтому разрушение их следует приписать низкой ударной вязкости металла, наплавленного электродами с тонкой обмазкой, а еще в большей степени низкому качеству швов.

в) Прогибы буферного бруса и выпучивание его горизонтальных полок. Прогибы буферного бруса в горизонтальной плоскости наблюдаются в пассажирских вагонах, имеющих буферный брус из одного швеллера (№ 24 до № 30), несмотря на то, что в пассажирских вагонах сила удара значительно меньше, чем в товарных вагонах. Причиной является недостаточное сечение буферного бруса. Такое же явление наблюдалось и в товарных 20 *т* вагонах с буферным брусом из одного швеллера. В 25 *т* цистернах, в которых швеллер буферного бруса усилен 2 горизонтальными листами, прогибов не наблюдается.

Горизонтальный изгиб буферного бруса с изгибом хребтовой балки в горизонтальной плоскости и выпучиванием верхних и нижних горизонтальных листов буферного бруса наблюдался в большом числе 50 *т* цистерн старой конструкции (рис. 91, 98 и 99). Причиной являются одиночные сильные удары в один буфер при маневрах с недопустимой скоростью. Выпучивание горизонтальных листов буферного бруса, по наблюдениям, происходило после отрыва шпоночных швов, приваривающих горизонтальные листы к вертикальному лобовому листу буферного бруса. После усиления рамы (рис. 100) путем постановки полудиagonalей между буферным брусом и шкворневой балкой и постановки боковых швеллеров между шкворневыми балками прогибы буферных брусьев прекратились. Это свидетельствует о слабости старой конструкции рамы 50 *т* цистерн.

Прогибы и изломы буферных брусьев наблюдались в четырехосных хопперах (рис. 101 и 102). Несомненной причиной явилась слабость буферного бруса; при постановке вместо разрушенного бруса одного швеллера (рис. 101), как наблюдалось в некоторых случаях ремонта (см. „Вагонник“, 1937, № 14, с. 13), швеллер быстро приходит в негодность. Буферные брусья хопперов были усилены приваркой уголков к верхним и нижним горизонтальным листам.

В крытых 50 *т* вагонах, 50 *т* платформах и в 60 *т* гондолах прогибы буферного бруса в горизонтальной плоскости бывают редко, что свидетельствует о достаточной прочности буферных брусьев этих вагонов.

Повреждения хребтовой балки. Мы будем касаться только повреждений, которые могут быть приписаны ударной нагрузке. Эти повреждения можно разделить на трещины в швах и трещины и деформации в основном металле.

а) Трещины в швах. В хребтовых балках разных типов товарных вагонов наблюдаются трещины в лобовых швах, приваривающих горизонтальный лист буферного бруса или горизонтальный лист шкворневой балки к горизонтальному листу хребтовой балки. Первый из указанных швов передает ударную нагрузку при буферном ударе; кроме того, он работает при ударе по автосцепке. Удар автосцепки по задним угольникам растягивает участок хребтовой балки между шкворневой балкой и буферным брусом (см. рис. 79 и 80) и, следовательно, стремится разорвать шов. Второй из указанных швов работает при ударе по автосцепке на

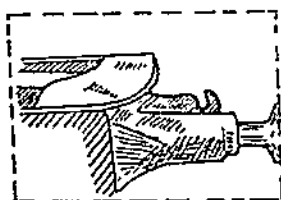


Рис. 98.

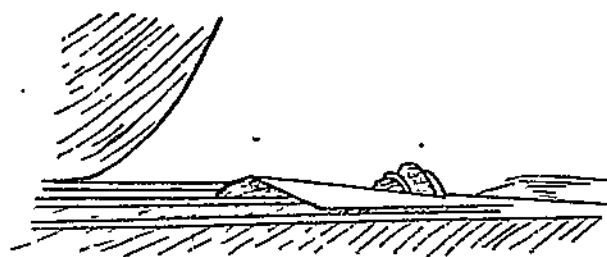
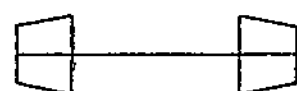


Рис. 99.



ДО УСИЛЕНИЯ



ПОСЛЕ УСИЛЕНИЯ

Рис. 100.

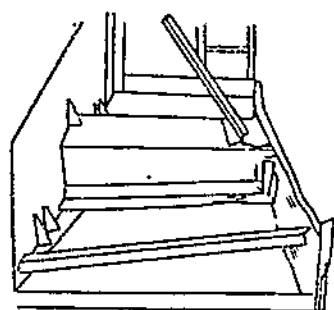


Рис. 101.

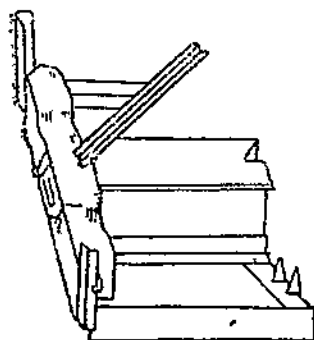


Рис. 102.

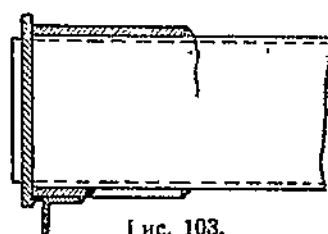


Рис. 103.

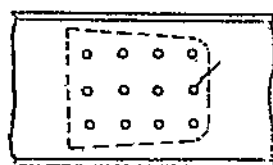


Рис. 105.

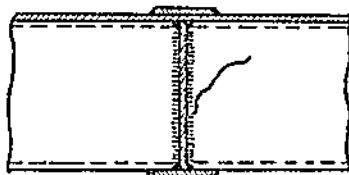


Рис. 104.



Рис. 106.

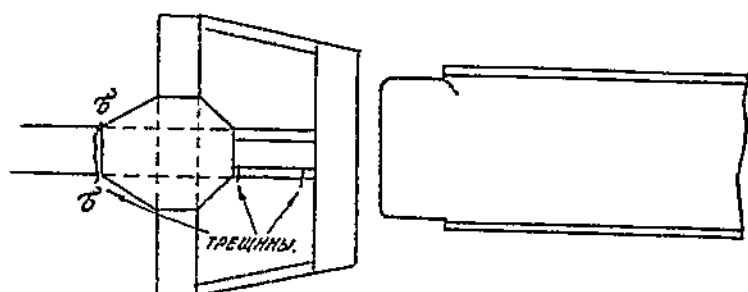


Рис. 107—108.

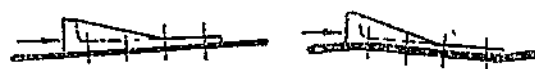


Рис. 109.

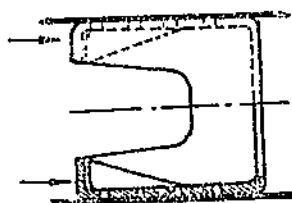


Рис. 110.

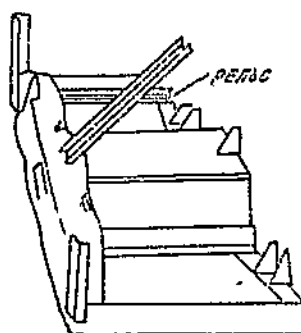


Рис. 111.

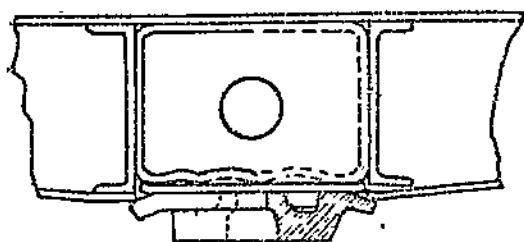


Рис. 112.

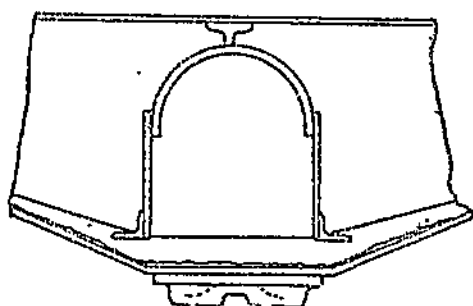


Рис. 113.

сжатие, а при тяговом толчке — на разрыв. Причиной трещин в этих швах нужно считать низкое качество сварки и низкую их ударную вязкость, отчего они разрушаются при малом числе сильных толчков. При большом числе ударов и при хорошем качестве швов в опасном положении оказался бы лист хребтовой балки у начала швов, где трещина усталости появилась бы раньше, чем трещина в швах.

Кроме указанных швов, на хребтовой балке в гондолах часто разрушаются швы, приваривающие петли люков к хребтовой балке, причем трещина, начавшаяся у шва, иногда идет затем по стенке хребтовой балки. Указанные швы не работают на удар при маневрах, и слабость их доказывает низкое качество сварки.

б) Трещины в основном металле. Массовое появление трещин в основном металле хребтовых балок наблюдалось в 50 *т* сварных цистернах, в которых хребтовые балки были изготовлены из швеллеров Керченского завода. Трещины появлялись у начала швов, приваривающих горизонтальный лист буферного бруса к хребтовой балке (рис. 103), у начала швов, приваривающих поперечные балки (рис. 104), тормозные угольники к стенке хребтовой балки (рис. 106), у начала швов шкворневых балок, особенно в сечении *b-b* (рис. 107), из дыр заклепок упорных угольников автосцепки (рис. 105). Аналогичные трещины были замечены также в некоторых швеллерах хребтовых балок товарных 50 *т* крытых вагонов. В большинстве случаев появления трещин удалось установить, что дефектные швеллеры прокатаны на Керченском заводе из томассовского металла, недостаточно очищенного от вредных примесей. Этот металл имеет высокую температуру хладнохрупкости, т. е. низкую ударную вязкость при сравнительно высокой температуре (см. дальше § 119). Это значит, что металл хрупок при температуре выше нуля. Хрупкость его увеличивается в местах концентрации напряжений, у начала швов и подрезов и отверстий, где и появляются трещины. Таким образом, одной из главных причин появления трещин в швеллерах хребтовых балок является низкое качество основного металла. Трещины в швеллерах наблюдались при резке на прессе (рис. 108), при разгрузке зимой и при маневрах изготовленных цистерн на заводских путях.

в) В хребтовых балках от ударов автосцепки по упорным угольникам замечалось выпучивание стенок. Причина этого заключалась в том, что удар автосцепки по каждому упорному угольнику приходится эксцентрично по отношению к стенке, вследствие чего стенка выгибается (рис. 109). Такие выгибы обнаруживались и при ударных испытаниях гондол. Для предотвращения выгибов следует применять объединенные упорные угольники, представляющие одну отливку (рис. 110). Добавим, что замечались ослабления заклепок, приклепывающих угольники к стенке.

Повреждения шкворневых балок рамы. Кроме буферного бруса и хребтовой балки, ударную нагрузку воспринимает шкворневая балка рамы, а именно ей передается часть удара по буферам через боковые балки (швеллеры), изгибая ее в горизонтальной плоскости. При ударе по автосцепке шкворневая балка также изгибается в горизонтальной плоскости вследствие инерции груза. Кроме того, шкворневая балка рамы испытывает на неровностях пути удары от тележки по пятнику или по скользунам. Мы не будем рассматривать трещины, которые произошли от явно нерациональной конструкции, где при ремонте буферный брус подпирал рельсом, приваренным к стенке буферного бруса и к стенке шкворневой балки (рис. 111). Вследствие такой конструкции буферный удар передавался рельсом стенке шкворневой балки, отчего стенка последней прогибалась и продавливалась, и разрушались швы, соединяющие стенку с нижним поясом.

Шкворневые балки принято проектировать особенно мощными, так как их излом угрожает крупной аварией. В большегрузных цистернах и 50 т крытых вагонах шкворневые балки приняты двухстенчатыми и весьма жесткими в вертикальной и горизонтальной плоскости. Основным типом повреждений в шкворневых балках рам товарных вагонов являлись: а) отрыв швов пятника или продавливание его и б) трещины в швах шкворневой балки над скользунами.

а) Отрыв швов и продавливание нижнего пояса шкворневых балок (рис. 112 и 113) и трещины в лобовых швах, соединяющих нижний лист шкворневой балки со швеллерами хребтовой, наблюдались во всех типах товарных вагонов (50 т платформы, 50 т гондолы, цистерны, большегрузные вагоны). Установленной причиной трещин в швах является низкое качество швов (непровары, малое сечение швов, поры, раковины), воспринимающих непосредственно повторные удары во время хода поезда. Установленной причиной продавливания нижних листов шкворневой балки являются подрезы вокруг швов пятника и малая его площадь, благодаря чему пятник опирается не на ребра или стенки балки, а на лист (рис. 112 и 114). Кроме того, в некоторых случаях (четырёхосный хоплер) ребра шкворневой балки, благодаря плохой сборке, не были доведены до нижнего листа, так что давление ребрам не передавалось.

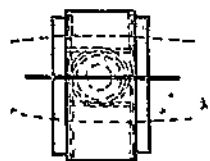


Рис. 114.

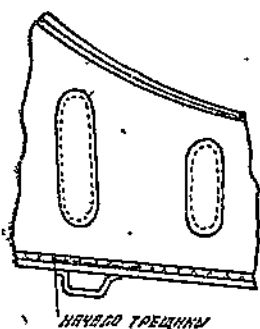


Рис. 115.

В настоящее время площадь опирания пятников увеличена, и пятники не приваривают, а приклепывают.

б) Трещины в поясных швах шкворневых балок над скользунами (рис. 115), без сомнения, происходят от ударов по скользунам на кривых (в шкворневых балках тележек часты аналогичные трещины), так как на скользуны действуют именно эти удары. Подобные трещины наиболее часты в цистернах. Причиной появления трещин является плохое качество швов (непровары, кратеры, пережоги), а также

то обстоятельство, что эти швы наплавлены электродами с тонкой обмазкой, дающими хрупкий металл шва.

Заключение. Рассмотренные повреждения в рамах вагонов вследствие ударной нагрузки можно разделить на следующие группы.

а) Дефекты от явно неудачной конструкции, не соответствующей элементарным представлениям о действии ударных нагрузок. Сюда относятся: подпирание буферного бруса рельсом, малая площадь пятника, неудачная схема старого типа рамы 50 т цистерны и др. Эти дефекты можно устранить, улучшив детали конструкции в большинстве товарных вагонов без заметного увеличения их веса, за исключением случаев явной слабости рамы (старый тип 50 т цистерны).

б) Дефекты от низкого качества сборки и сварки вагона. Сюда относятся: недоведение ребра жесткости до нижнего пояса шкворневой балки рамы над пятником, непровары в швах, малое сечение швов, подрезы в основном металле и др. Все эти дефекты можно устранить, совершенно не увеличивая веса вагона.

в) Трещины вследствие низкого качества основного металла, содержащего вредные примеси, и вследствие низкого качества металла швов, наплавленных электродами с тонкой обмазкой. Эти дефекты также можно устранить, не увеличивая веса вагона.

Как будет показано дальше, рационализируя конструкцию, можно будет уменьшить вес тары крытых товарных вагонов без ущерба для ударной прочности вагонов.

§ 9. Испытания сварных соединений на повторный удар и допускаемые напряжения

В настоящем параграфе мы описываем наши опыты с испытаниями сварных соединений балок на повторный удар, т. е. на ударную усталость. Первая и вторая серии опытов выяснили, что концентрация напряжений

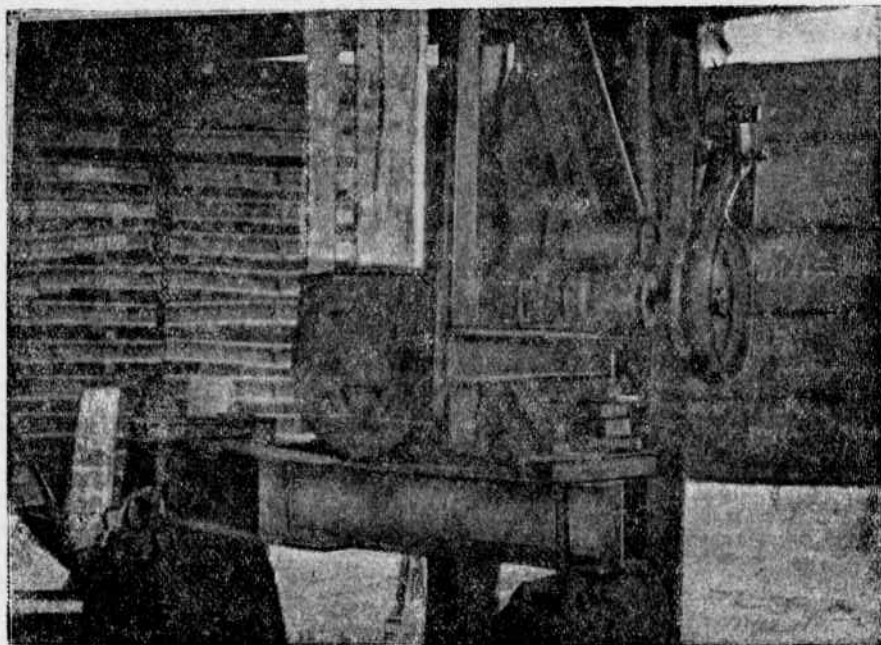


Рис. 116.

у начала швов понижает ударную усталость, и что для улучшения сопротивления повторным ударам нужно заглаживать начало швов. Третья серия опытов выяснила, что при улучшенной конструкции сварных соединений допускаемое напряжение при работе балок на повторный удар можно повысить на 17%.

Описание установки для повторных ударов. Цели испытания указаны дальше. Сначала мы дадим краткое описание установки для повторного удара. Установка (рис. 116) состоит из фундамента, бабы и машины для поднимания бабы на нужную высоту. Фундамент отлит из стали, нижняя часть его полая и заполнена чугуно-бетоном для большего веса. На фундаменте установлены две стальные опоры, расстояние между которыми может меняться от 600 мм до 1700 мм. Опоры прикрепляются к фундаменту болтами, головки которых входят в прорезы в фундаменте. Образец устанавливается на опоры и притягивается к ним при помощи поперечин, укладываемых сверху образца над опорами. Опорные части устроены таким образом, что не препятствуют наклону образца на опорах.

Баба с доской весит 212 кг. Баба отлита из чугуна и имеет стальной боек. В бабу вставлена доска, служащая для подъема бабы. При падении баба скользит по направляющим.

Для подъема бабы служит механизм, схематически показанный на рис. 117. Электромотор 3 при помощи ременной передачи вращает валик 4 с укрепленной на нем накладкой 6 (гребешком). Другой валик 5 соединен с первым зубчаткой и прижимается к нему пружиной. Между валиками находится доска с прикрепленной к ней бабой. Когда накладка подходит к доске, доска зажимается и поднимает бабу вверх. Когда накладка сходит с доски, расстояние между валиками увеличивается, доска скользит, и баба падает вниз. Ударяясь об образец, баба подскакивает и вновь подхватывается накладкой. Для «настройки» машины можно менять длину накладки или укрепить две накладки на валике. При одной накладке машина делает около 70 ударов в минуту, при двух — вдвое больше. Высота падения бабы зависит от подскока бабы, т. е. пролета и жесткости образца, и от длины гребешка.

Способ определения напряжений и прогибов. Измерить напряжения от удара непосредственно на образце мы не имели возможности за отсутствием соответствующей аппаратуры. Поэтому нам пришлось ограничиться расчетом напряжений в крайнем волокне образца.

Для расчета напряжений в балках от удара пользуются энергетическим методом, беря за исходную данность живую силу ударяющего тела. Существуют два способа расчета балок на удар. В первом из них пренебрегают массой балки и считают, что вся живая сила превращается в потенциальную энергию изгиба балки. По второму способу считают, что часть энергии при ударе рассеивается (неупругий удар). Величину энергии, пошедшей на изгиб балки, определяют из условия, что в некоторый момент времени скорости ударяющего тела и скорости места удара в балке — одинаковы. Второй способ расчета учитывает инерцию балки и рекомендуется большинством авторов. Однако и его следует считать приближенным. По второму способу напряжение при ударе рассчитывается по формуле:

$$\sigma = \sigma_0 \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2n \cdot h}{f_0}} \right) \quad (11)$$

прогиб при ударе равен

$$f = f_0 \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2n \cdot h}{f_0}} \right) \quad (12)$$

здесь σ_0 и f_0 — статическое напряжение и статический прогиб под действием веса бабы Q , а в скобках — динамический коэффициент.

$$f_0 = \frac{Q \cdot l^3}{48EI}$$

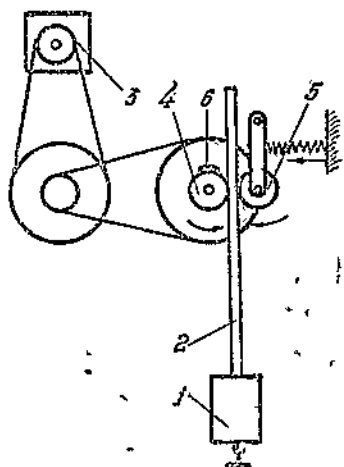


Рис. 117.

$$n = \frac{1 + \frac{17Q}{35P}}{\left(1 + 5/8 \frac{Q}{P}\right)^2} - \text{коэффициент инерции}$$

P — вес балки;
 l — пролет балки;
 h — высота падения бабы;
 I — момент инерции балки (образца).

Для проверки этой формулы мы измеряли прогибы образцов прибором, схематически показанным на рис. 118. Прибор состоит из треноги,

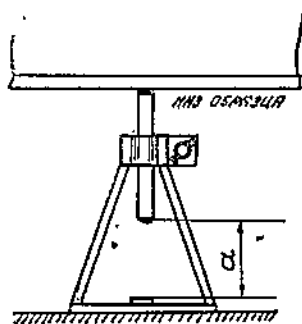


Рис. 118.

жестко скрепленной с фундаментом ударной машины. Вверху на треноге имеется зажим, в котором зажат штифт, упирающийся в низ образца. На нижней поверхности штифта и на поддон треноги набиты керны, расстояние a между которыми измеряется штангенциркулем с острями до удара.

Штифт плотно зажимается, чтобы он не проскакивал по инерции при ударе. После нескольких ударов вновь измеряется расстояние a штангенциркулем. Разница в измерениях равна прогибу при ударе. Точность измерений 0,1 мм. Прогиб был испытан при разных степенях зажима штифтом, и определена степень затягивания хомута, при которой штифт не проскакивает. Показания получаются устойчивыми.

Формула для динамического прогиба была проверена на образцах различных типов. При этом оказалось, что измеренный упругий прогиб незначительно превышает расчетный. Так, например, при испытании рельса на удар при пролете 750 мм расчетный прогиб равнялся 1,28 мм, а измеренный 1,58 мм. При пролете 118 см расчетный прогиб 2,38 мм, а измеренный 2,57 мм. Если учесть влияние поперечной силы на прогиб, то разница будет еще меньше. Таким образом, можно считать, что формула (12) в условиях испытания на машине Института дает близкие к действительности результаты, годные для сравнительных испытаний. Сравнение расчетных и измеренных прогибов для испытанных образцов приведено дальше. Характер ударного цикла при испытании на нашей машине можно усмотреть из диаграмм прогибов по середине балки, показанных на рис. 119. Диаграммы записаны примитивным способом на планшете, передвигавшемся рукой; поэтому ими нельзя воспользоваться для точных измерений, но по ним можно судить о характере изменения прогиба при ударе. Диаграммы показывают, что после удара балка приходит в колебательное состояние. Таким образом, при ударе нижние волокна испытывают наибольшее растяжение, а затем некоторое сжатие. Колебания очень быстро затухают.

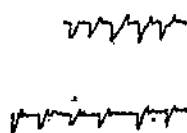


Рис. 119.

Общая цель и порядок испытаний. При повторных ударах возможно появление трещин усталости в местах концентрации напряжений у начала швов. Опытов с ударной усталостью целых конструкций нигде не производилось; приравнять действие ударной нагрузки действию вибрационной нельзя, так как не было произведено сравнительных опытов. Особенностью ударной усталости является, в данном случае, малое число

нагрузок (десятки тысяч) по сравнению с миллионами нагрузок, которые положены в основание определения вибрационной усталости. Таким образом, без специальных опытов нельзя распространить выводы вибрационных испытаний на ударные. Мы предполагали разрешить следующие вопросы:

1. Можно ли уменьшить сопротивление балок повторному удару, удалив место концентрации напряжений от наиболее напряженного волокна, например, если не доводить диафрагмы в буферном брус до края полок.

2. Можно ли улучшить сопротивление пересечений балок повторному удару (напр., хребтовой балки и буферного бруса), заглаживая начало швов.

3. На сколько процентов можно повысить допускаемые напряжения в месте пересечения балок при заглаженных швах.

В соответствии с поставленными вопросами были произведены три серии испытаний.

При испытаниях определялось число ударов до появления трещины, высота падения бабы, прогиб балки и рассчитывались напряжения по формуле (11).

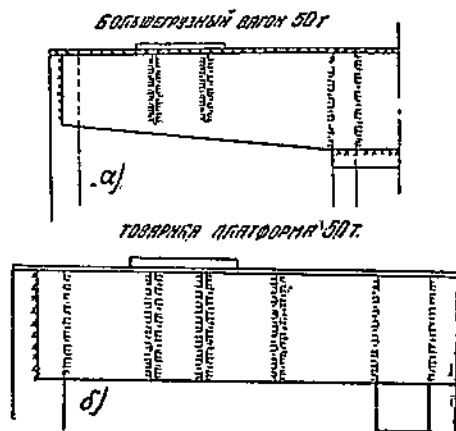


Рис. 120.

Первая серия

Цель опытов. В буферном брус приваривают диафрагмы между горизонтальными листами буферного бруса у мест прикрепления буфера (рис. 120). Буферный удар изгибает буферный брус, причем наибольшее растягивающее напряжение появляется в крайнем волокне горизонтального листа в том же сечении, к которому прикреплен буфер. Таким образом, место наибольшего напряжения совпадает с местом концентрации напряжений у концов угловых швов. Опыты должны были выяснить, можно ли повысить прочность буферного бруса при повторных ударах, если не доводить диафрагму до края горизонтальных листов буферного бруса, т. е. до места наибольших напряжений. Сомнение возникает вследствие того, что удар передается через швы, причем получают большие местные напряжения, которые могут вызвать появление трещины и не в наиболее напряженном волокне, считая по изгибу, а у концов швов. Сравнение двух типов конструкций производилось по числу ударов до появления первой трещины.

Образцы. Образцы (рис. 121) представляют модель сварного буферного бруса из 3 листов, примерно в $\frac{1}{3}$ натуральной величины. В месте удара бабой приварена диафрагма. В балке *К* диафрагма доходит до конца, а в балке *Л* не доходит до конца на $\frac{1}{3}$ высоты, оканчиваясь в мало-напряженной от изгиба зоне. Образцы были сварены электродами с толстой обмазкой АН-4.

Испытание образцов. Оба образца испытывались до появления трещины повторными ударами бабы на ударной машине, дававшей 144 удара в минуту. Баба весом 212 кг (с доской) падала с высоты 140—145 мм. Балка *К* (рис. 121) выдержала 4820 ударов до появления трещины, которая началась у начала швов нижнего конца диафрагмы. Балка *Л* выдер-

жала 11830 ударов до появления трещины, которая началась у начала швов нижнего конца диафрагмы и пошла ниже по стенке. При первых ударах бабы появились остаточные прогибы, которые в дальнейшем лишь немного увеличились. Это показывает, что ударные напряжения в край-

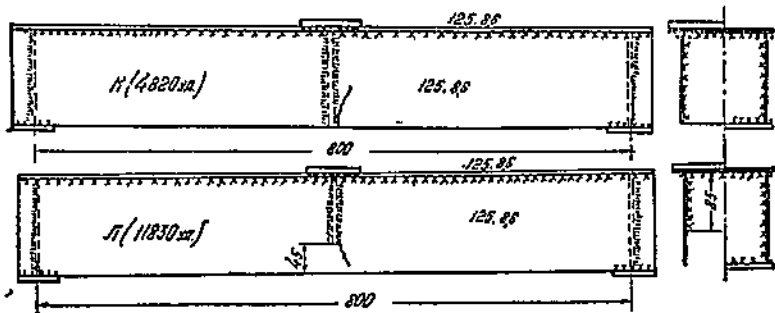


Рис. 121.

нем волокне превысили предел текучести. Напряжения при ударе, рассчитанные по формуле (11), в крайнем волокне равнялись 7200 кг/см^2 , т. е. значительно превысили временное сопротивление Ст-3.

Выводы. 1. Концентрация напряжений при повторных ударах пони-

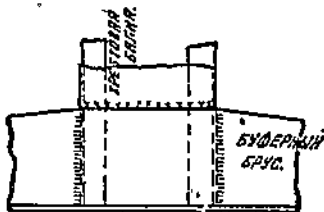


Рис. 122.

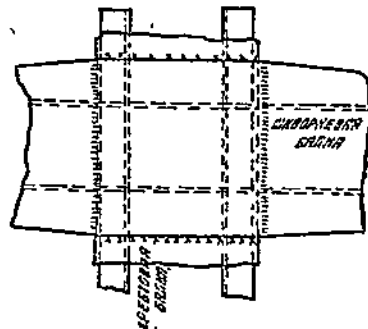


Рис. 123.

жает сопротивление и вызывает трещины у начала швов.

2. Укорочение диафрагмы увеличивает сопротивление буферного бруса повторным ударам, так как удаляет место концентрации напряжений из наиболее напряженной зоны.

3. Концы швов и в укороченной диафрагме являются опасными местами, так как швы передают удар. Поэтому нельзя чрезмерно укорачивать диафрагмы.

Вторая серия

Цель опытов. В раме вагона работают на удар следующие места пересечения балок: хребтовой балки с буферным брусом (рис. 122) и хребтовой балки с шкворневой балкой (рис. 123). При обычной конструкции сварных пересечений у начала швов имеются места концентрации напряжений. Целью опытов было путем выяснения, можно ли повысить сопротивление при повторных ударах путем заглаживания перехода швов

к основному металлу и путем наплавки добавочных валиков, разгружающих шов. Для этого были изготовлены балки с разной конструкцией соединений и сравнены по числу ударов до появления первой трещины.

Образцы. Образцы (рис. 124) представляют прикрепление одного двутавра хребтовой балки к буферному брусу, ось которого расположена поперек оси двутавра. Образцы предназначены для испытания на изгиб ударами бабы, причем место концентрации напряжений расположено на расстоянии 50 мм от оси удара (рис. 124—127).

В образце *М* (рис. 124) прикрепление осуществлено обычным способом

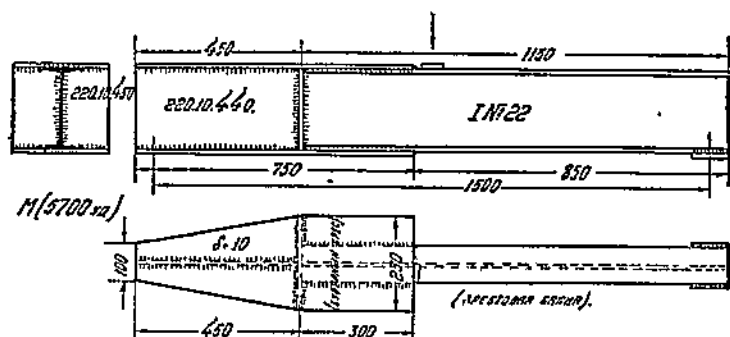


Рис. 124.

при помощи фланговых и лобовых швов. Последние не были заглажены. В образце *Н* (рис. 125) полки балки прикреплены при помощи приварки фланговыми швами. Кроме того, на нижнюю растянутую полку были наплавлены валики, имевшие целью создать дополнительное сжатие на концах полки, разгрузить основной металл балки у начала швов от больших растягивающих напряжений при ударе и тем уменьшить влияние концентрации напряжений.

В образце *О* (рис. 126) полка балки приварена фланговым и лобовым швом, причем лобовой шов в нижней полке имеет горизонтальный катет вдвое больше вертикального, и переход к основному металлу закруглен напильником вручную. Таким образом был создан плавный переход и уменьшена концентрация напряжений.

В образце *П* (рис. 127) прикрепление усилено накладкой с заглаженными лобовыми и частью фланговых швов для уничтожения концентрации напряжений у начала швов. Швы были заглажены в нижней растянутой части образца, а в верхней сжатой заглажены не были.

Сварка всех образцов произведена электродами с толстой обмазкой АН-4. Все типы образцов с улучшенными соединениями в пересечении буферного бруса и хребтовой балки, а также в пересечении хребтовой и шкворневой балок выбраны после составления предварительных эскизов разных возможных конструкций указанных прикреплений (в верхней и нижней части хребтовой балки). Поэтому все они могут получить применение при конструировании.

Результаты испытания образцов. Все образцы имели один и тот же пролет, примерно одинаковую жесткость, были изготовлены из одного и того же куска балки и испытывались в одинаковых условиях на повторный удар. Баба весом 212 кг с доской делала около 140 ударов в минуту. Высота падения бабы, прогиб при ударе, число ударов до разрушения и место появления первой трещины указаны в табл. 7. Кроме того, вид трещин схематически показан на рис. 124—127.

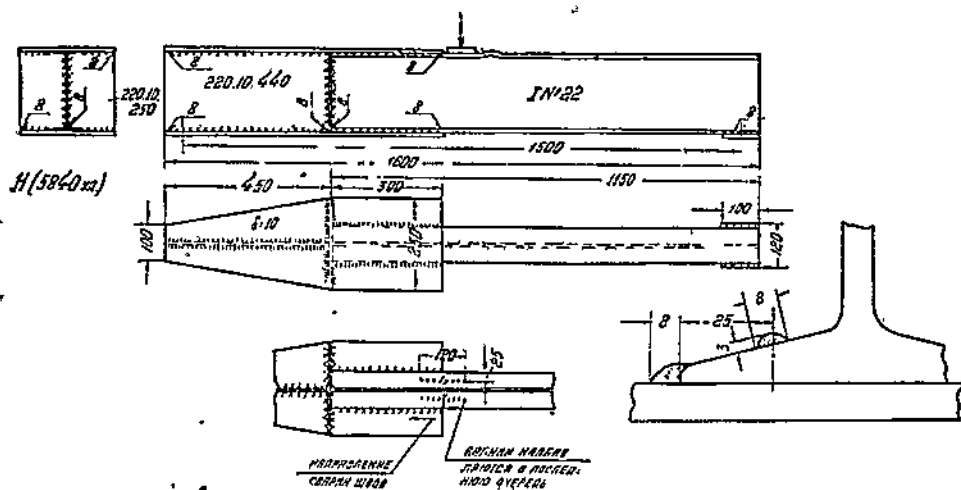


Рис. 125.

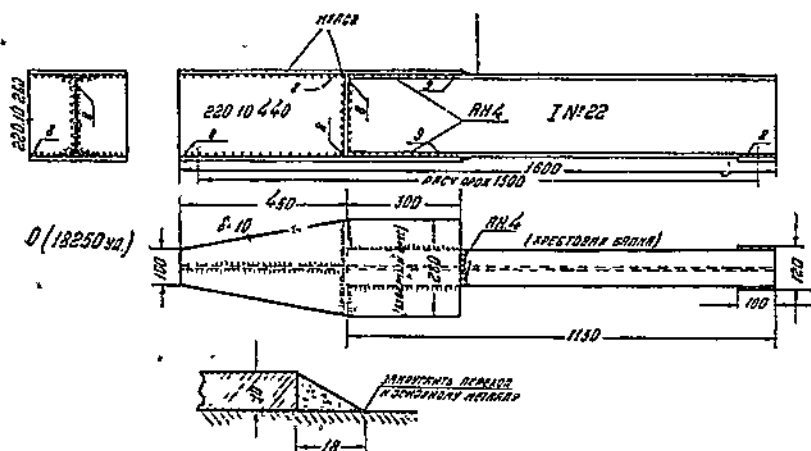


Рис. 126.

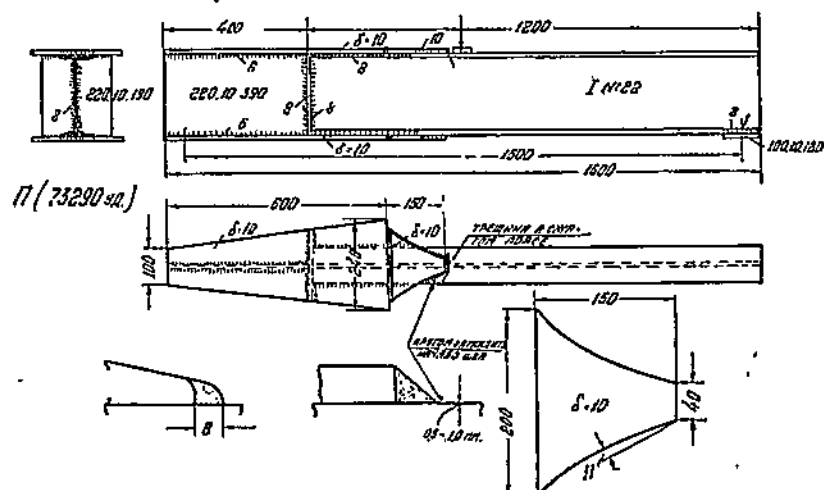


Рис. 127.

Таблица 7

Балка	Характеристика соединения	Высота падения бабы, мм	Динам. прогиб, мм	Расчетн. напряж., кг/см ²	Число нагрузок до разрушения	Место первой трещины
<i>М</i>	Обычное	130—150 ср. 140	1,6		5700	У начала лобового шва в растянутом поясе.
<i>Н</i>	С добавочными валиками	135—150 ср. 145	1,7		5840	У начала фланг. шва в растянутом поясе.
<i>О</i>	С заглаженным прямым лобовым швом	140—150 ср. 145	1,7		18250	У начала лобового шва в растянутой полке.
<i>П</i>	С заглаженным криволинейным лобовым швом	150—160 ср. 155	1,9		73290	У начала лобового шва в сжатой полке.

Все балки, кроме *П*, лопнули в нижнем поясе в месте концентрации напряжений у начала фланговых или лобовых швов. Трещины в балке *П* появились в верхнем сжатом поясе в месте перехода стенки в полку, непосредственно под местом падения бабы. Здесь, очевидно, возникают большие местные напряжения, которые вызвали трещину. При последующих ударах трещина перешла на полку и прошла через начало незаглаженного шва в верхнем поясе образца.

Выводы. Несмотря на то, что было испытано только по одному экземпляру образца каждого типа соединений, можно сделать следующие выводы.

1. Путем, уменьшения концентрации напряжений у начала швов при помощи сглаживания перехода швов к основному металлу можно повысить сопротивление сварного пересечения балок повторным ударам при сравнительно малом числе ударов (5000—20000). Можно считать, что при большом числе ударов эффект сглаживания швов увеличится.

2. Наплавка разгружающих валиков не достигает цели.

3. Лучшим способом усиления пересечения балки являются накладки в виде языка, обваренные кругом швами с заглаженными переходами к основному металлу. Здесь не только уменьшена местная концентрация напряжений, но и общее распределение напряжений значительно равномернее, чем в случае фланговых швов.

4. Полученные выводы могут быть применены к конструкциям пересечений балок в раме вагона (хребтовой с буферным брусом, хребтовой со шкворневой, буферного бруса с боковым швеллером и т. д.).

Третья серия

Цель опытов. Следующим вопросом являлся такой: насколько можно повысить допускаемые напряжения при ударе на улучшенные типы пересечений балок по сравнению со старой конструкцией. Для этого мы предполагали определить пределы ударной усталости при условном числе 20000 нагрузок старого и улучшенного типа пересечений. Ввиду невозможности точно измерить напряжения при ударе, напряжения опре-

делялись по формуле (11). Для ускорения опытов мы начали с испытания двух типов образцов: меньшего сечения с улучшенным типом соединений и большего сечения со старой конструкцией и незаглаженными швами. Если оба типа соединений разрушаются примерно при 20000 ударов, то по отношению расчетных напряжений можно будет судить о том, на сколько процентов можно повысить допускаемые напряжения.

Описание образцов. Все 4 образца были изготовлены из одного и того же листа Ст.-3 и сварены электродами с толстой обмазкой АН-4. Форма образцов была принята такой же, как во второй серии, с той разницей, что двутавр правой части образцов был не прокатанным, а сварным для возможности менять ширину полок. Ширина полок образцов P_1 и P_2 (рис. 128) равнялась 160 мм; соединение осуществлялось фланговыми и лобовыми швами полной ширины без обработки. В образце

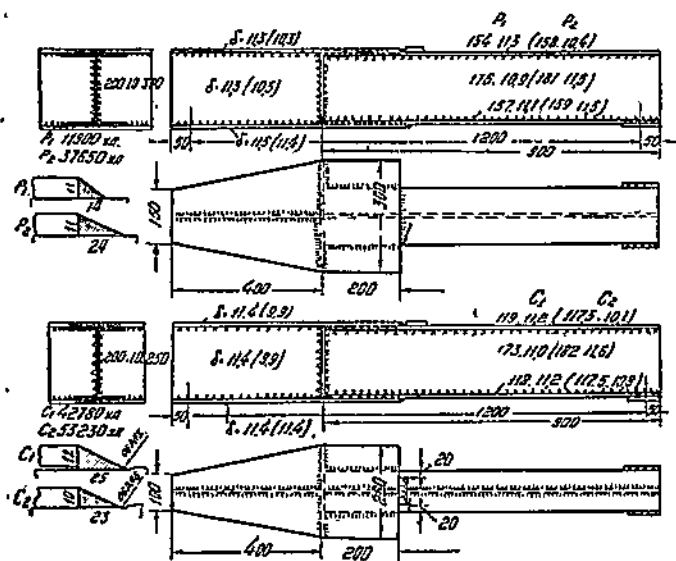


Рис. 128—129.

P_2 лобовой шов был более пологий, чем в образце P_1 . Ширина полок образцов C_1 и C_2 (рис. 129) равнялась 120 мм, полки образцов были приварены фланговыми швами и пологим лобовым швом неполной ширины с заглаженным переходом к полке балки. Как указано в § 5, лобовой шов неполной ширины служит для более равномерного распределения напряжений в поясе балки. Точные размеры испытанных балок показаны на рис. 128 и 129.

Результаты испытаний. Балки испытывались повторными ударами на установке, описанной выше, до появления первой трещины. Все балки разрушились в растянутом нижнем поясе у начала лобовых швов, за исключением балки C_2 , в которой первая трещина появилась после 36540 ударов в сжатом поясе у начала шва (необработанного), приваривающего плитку, по которой ударила баба. Трещина была заварена, после чего балка выдержала еще 16690 ударов и лопнула в нижнем поясе у начала лобового шва. Все данные испытания и расчетные напряжения выписаны в табл. 8. Напряжения рассчитаны с учетом влияния переменного сечения балки на прогиб по формуле (11).

Таблица 8

Балка	Характеристика соединения	Высота падения бабы, мм	Динамич. прогиб, мм		Расчет. напряж. посередине, кг/см ²	Число нагрузок до разруш.	Место первой трещины
			расч.	измер.			
P_1	Обычное	140—160 ср. 150	1,37	1,2	3120	11900	Нижний пояс у начала лобового шва (рис. 130).
P_2	"	140—155 ср. 147	1,36	1,3	3230 ср. 3175	37650 ср. 24775	Нижний пояс у начала лобового шва (рис. 131).
C_1	Улучшен.	150—160 ср. 155	1,62	1,5	3670	42780	Нижний пояс у начала лобового шва (рис. 132).
C_2	"	150—170 ср. 160	1,60	1,7	3730 ср. 3700	53230 ср. 48005	Сначала в верхнем поясе, после ремонта в нижнем поясе у начала лобового шва (рис. 133).

Выводы: 1) Балки P в среднем выдержали около 25 тысяч ударов; следовательно результаты опытов могут быть применены к нашему случаю (20000 ударов), и не требуется определения других точек кривой ударной усталости (это нужно было бы в том случае, если бы балки C выдержали не больше ударов, чем балки P , а меньше).

2) Балка P_2 выдержала в 3 раза больше ударов, чем балка P_1 . На увеличение ударной прочности, повидимому, повлияло то, что лобовой шов в балке P_2 (рис. 128) был более пологим, чем в балке P_1 .

3) Предел ударной усталости улучшенного типа соединений выше, чем старого типа, не менее, чем на 17%:

$$\left(\frac{3700}{3175} = 1,17 \right).$$

4) Средний момент сопротивления балок C ($\frac{279+281}{2} = 280 \text{ см}^3$) на

20% меньше среднего момента сопротивления балок P ($\frac{358+340}{2} = 349 \text{ см}^3$); при этом балки C с улучшенными соединениями выдержали в среднем вдвое больше одинаковых ударов на той же машине. Это доказывает возможность экономии металла в балках, работающих на повторные удары, путем заглаживания начала швов.

Допускаемые напряжения при ударе. Допускаемые напряжения при вибрационной нагрузке мы привели в § 3. Здесь мы рассмотрим допускаемые напряжения для случая совместного действия вертикальной нагрузки, ветра, центробежной силы и удара. В этом случае вертикальная нагрузка вводится без динамического коэффициента, так как учитываются все случайные нагрузки. Такое сочетание нагрузок может произойти сравнительно редко; поэтому в основание допускаемых напряжений должен быть положен предел усталости при малом числе нагрузок (20000) или же предел текучести, смотря по тому, что будет более опасным.

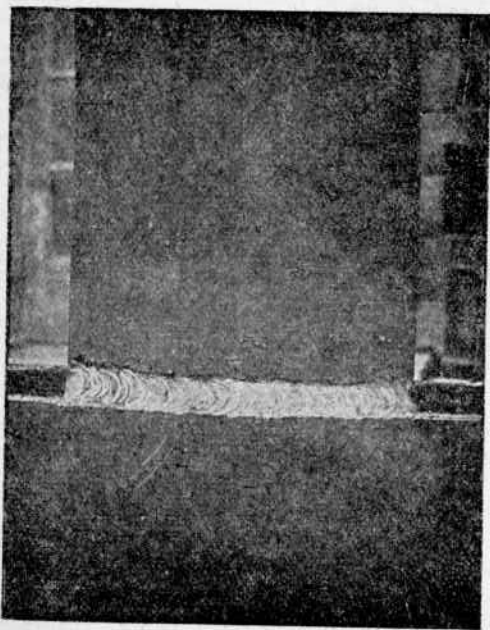


Рис. 130.

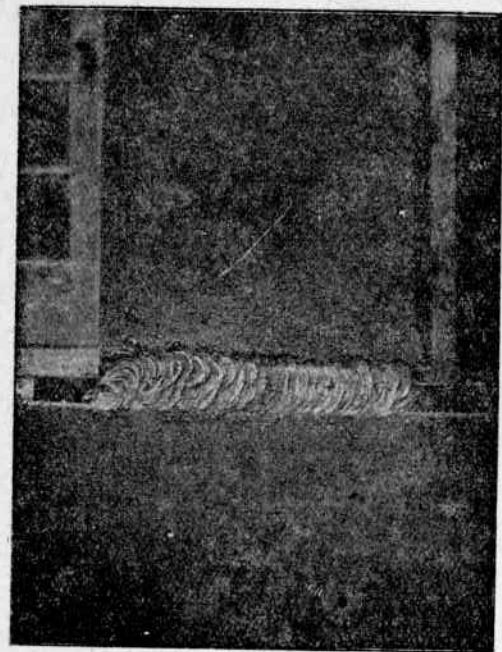


Рис. 131.

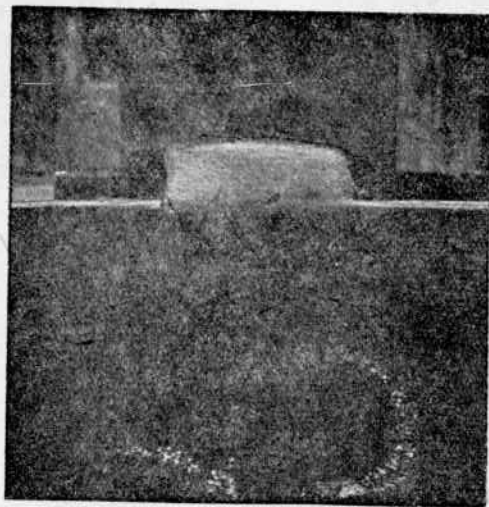


Рис. 132.

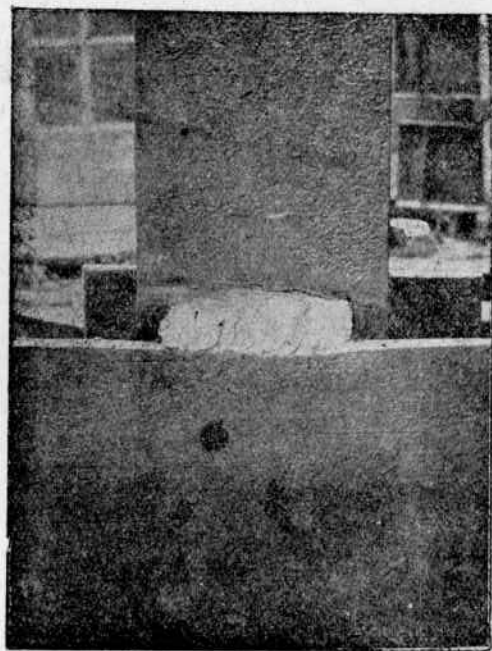


Рис. 133.

Ввиду того, что точные величины сил при ударах не выяснены, расчет остается условным, так как приходится пользоваться условной расчетной силой удара.

Поэтому при расчете на совместное действие всех нагрузок и удара, или тягового усилия, ввиду условности расчетной силы удара, мы предлагаем сохранить допускаемое напряжение 1400 кг/см^2 для старых типов соединений с незаглаженными швами. Для улучшенных типов соединений, с заглаженными швами и в сечениях без концентрации напряжений допускаемое напряжение повышается до 1650 кг/см^2 , как для сжатия, так и для растяжения. Основанием к этому служат результаты наших опытов, описанных в настоящем параграфе и показавших полную возможность увеличения допускаемых напряжений на 17%.

Увеличивая допускаемое напряжение в отношении разрушающих напряжений при повторных ударах, мы таким образом сохраняем прежний коэффициент запаса. Мы в данном случае вынуждены применить первый способ назначения величины запаса, т. е. коэффициент запаса, так как действующие на вагон при ударе силы недостаточно точно установлены, и расчет остается условным. Кроме того, как указывалось в § 3, первый способ назначения запаса более применим при сравнительно малом числе расчетных нагрузок.

§ 10. Меры улучшения ударной прочности сварных соединений в вагонах.

В настоящем параграфе перечислены меры улучшения ударной прочности в сварных вагонах. Эти меры частично совпадают с мерами улучшения вибрационной прочности, частично же представляют некоторые особенности. Указанные меры можно разделить на четыре группы:

1. Меры уменьшения ударной нагрузки.
2. Меры увеличения ударной вязкости металла.
3. Меры улучшения качества сварки.
4. Меры улучшения конструкции.

Рассмотрим эти меры в указанном порядке.

1. Меры улучшения ударной нагрузки

Меры улучшения ударной нагрузки имеют значение для прочности при одиночных и повторных ударах.

Контроль за скоростью удара при маневрах. При недопустимо больших скоростях можно разбить вполне исправный и прочный вагон. Для контроля скорости маневров можно ударные приборы снабжать контрольными болтами или сухарями, которые будут ломаться при недопустимой силе удара и свидетельствовать о превышении дозволённых скоростей. Можно также устанавливать специальные контрольные приборы, регистрирующие ускорение при толчке. Эти меры могут заставить более осторожно относиться к вагонам при маневрах.

Улучшение устройств, смягчающих удары. Эти устройства поглощают часть энергии удара в упругой форме (пружина) или в необратимой форме (фрикционные приборы, подкладки и т. д.). Увеличение мощности фрикционных аппаратов автосцепок уменьшит ту часть энергии удара, которая передается после полного сжатия автосцепки в виде глухого удара. Нужно добавить, что с увеличением мощности не должна увеличиваться реакция аппарата, приходящаяся на 1 кг мощности, иначе возрастает сила удара. Наконец, очевидно, что излишняя мощность фрикционного аппарата бесполезно увеличит вес вагона.

Указанные приборы должны быть в исправности и постоянно контролироваться. Мы упоминаем об этих мерах, не относящихся к сварке, вследствие их чрезвычайной важности.

II. Меры увеличения ударной вязкости металла

Для увеличения ударной вязкости швов, особенно непосредственно воспринимающих удар, следует наплавлять их электродами с толстой обмазкой. Ударная вязкость металла, наплавленного электродами с тонкой обмазкой, незначительна и составляет 1—2 кгм/см². При толстых обмазках ударная вязкость значительно выше и для разных марок обмазок колеблется от 7 до 12 кгм/см².

Швы, наплавленные электродами с толстой обмазкой, лучше сопротивляются непосредственным ударам, чем швы при тонких обмазках. Это подтверждается, например, наблюдениями при ударных испытаниях балок в Институте электросварки. Удар бабы передавался через подкладки, приваренные к опытным балкам. В подкладках, приваренных электродами с тонкой обмазкой, швы лопались после нескольких сот ударов. Швы, сваренные электродами с толстой обмазкой, выдерживали до конца испытания балки, т. е. несколько десятков тысяч ударов.

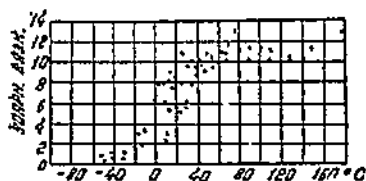


Рис. 134.

Для увеличения ударной вязкости основного металла необходимо в технических условиях на приемку металла ввести определение ударной вязкости, которая является не менее важным показателем прочности и пригодности стали для вагонов, чем временное сопротивление и предел текучести.

При определении ударной вязкости основной характеристикой следует считать температуру хладнохрупкости, при которой образец с надрезом делается хрупким. На рис. 134. показаны результаты определения ударной вязкости при разных температурах одного сорта стали. Этот рисунок показывает, что при температуре около 0° имеется сильное рассеяние величин ударной вязкости и возможны хрупкие изломы, а при —20° и ниже — все образцы оказались хрупкими. Можно считать, что температура хладнохрупкости для вагонных сталей не должна быть ниже —20° С, а ударная вязкость (вдоль волокон) при комнатной температуре не должна быть ниже 10 кгм/см². Таким требованиям хорошо удовлетворяет мартеновская сталь. Окончательные нормы ударной вязкости металла для ответственных частей вагонов должны быть установлены на основании специального исследования. Некоторые сорта мягкой стали оказываются склонными к старению после наклепа, вследствие чего ударная вязкость сильно падает. Поэтому такие стали следует испытывать в оstarенном состоянии. На рис. 135 показаны результаты определения ударной вязкости металла керченских швеллеров, произведенного в 1937 г. Харьковским институтом металлов. Пустые кружки показывают результаты для нормализованных образцов. Черные кружки представляют результаты для образцов, наклепанных путем изгиба в одну сторону с остаточной стрелой прогиба в 0,2 мм и искусственно оstarенных при температуре 240° С в течение 40 минут. Примерные зоны рассеяния результатов испытания вблизи порога хладнохрупкости заштрихованы на рис. 135. Опыты показали, что наклеп сильно повысил температуру хладнохрупкости: от 0° она передвинулась до +20°С. Таким образом, наклепанный и оstarенный металл керченских швеллеров хрупок уже при комнатной температуре.

Требование определения ударной вязкости металла только в последнее время вводится в технические условия (мосты, металлические конструкции промышленных зданий), причем в проектах новых норм ограничиваются испытаниями при нормальной температуре. Можно счи-

тать, что на больших металлургических заводах нетрудно наладить испытания на ударную вязкость при разных температурах. Разработка специалистами стандартной методики испытаний на ударную вязкость является важным и неотложным делом.

До улучшения способов изготовления конверторной стали для частей вагона, подверженных ударам, следует применять мартеновскую сталь. Печальный опыт с большегрузными цистернами, хребтовые балки которых были прокатаны из томассовской стали Керченского завода (рис. 103—106), показал, что томассовская сталь с низкой ударной вязкостью не годится для ответственных частей рамы вагона, подверженных ударам. В частях, подверженных ударам, необходимо стремиться к уменьшению усадочных напряжений при сварке, разрабатывая соот-

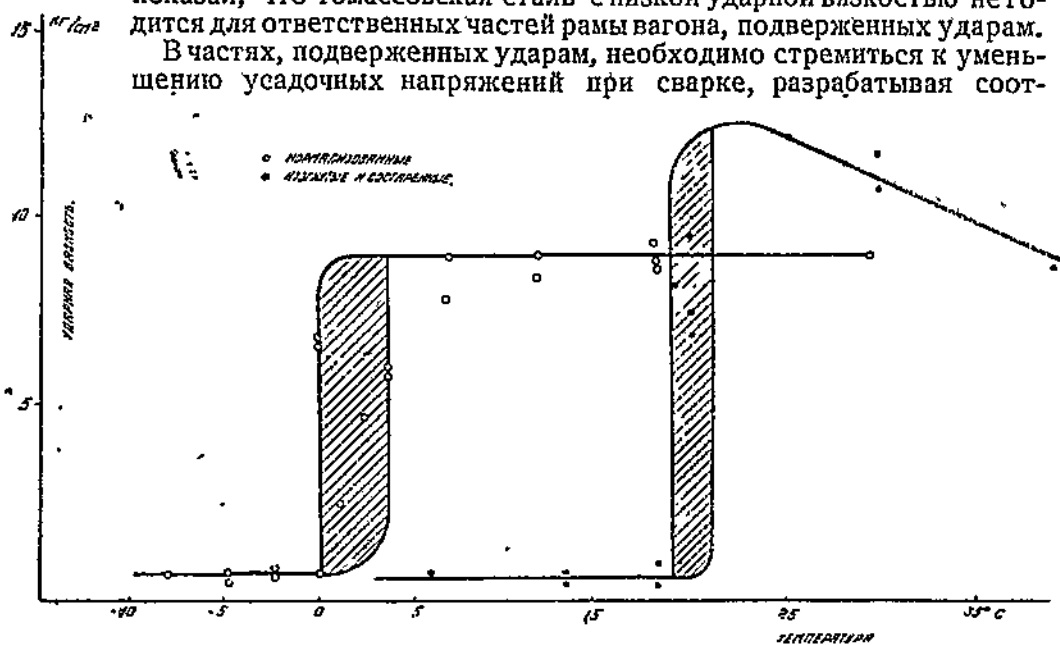


Рис. 135.

ветствующий порядок сварки. В обычных конструкциях вагонов можно избежать чрезмерных усадочных напряжений; однако они могут появиться, если понадобится сваривать стыки балок. При неправильном порядке сварки (например, если в стыке балки полки сварены раньше стенки), а также у мест скопления швов, после сварки могут образоваться большие усадочные напряжения, имеющие двухосный или трехосный характер и способствующие хрупкости наплавленного и основного металла при ударе, особенно в случае наличия подрезов или отверстий.

III. Меры улучшения качества сварки

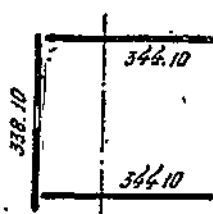
Меры улучшения качества сварки, имеющие значение для одиночных и повторных ударов, подробно описаны в § 5, поэтому здесь мы ограничимся их перечислением:

1. Точная сборка.
2. Плавный шов.
3. Отсутствие дефектов в шве, т. е. отсутствие непроваров, пор, раковин, кратеров, подрезов и трещин. Как мы видели в § 7, швы с непроварами отлетают или трескаются при ударах, а трещина в основном металле начинается у кратера или подреза.
4. Сварка в удобном для сварщика положении, что важно при электродах с толстой обмазкой и легко осуществимо на заводах.

5. Расположение швов в легко доступных для сварщика местах.
6. Надлежащий выбор сорта электрода и покрытия, не дающих горячих трещин и дающих легко отделимый шлак.
7. Повышение квалификации сварщиков и допущение к ответственным швам только выдержавших испытание сварщиков.
8. Применение автоматической сварки для длинных швов.
9. Разработка правильного порядка сварки, уменьшающего усадочные напряжения.
10. Тщательный контроль сварки во время изготовления и при окончательной приемке вагона.

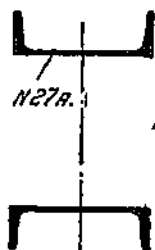
IV. Меры улучшения конструкции

Эти меры имеют значение для прочности при одиночных и повторных ударах. Конструктивные требования относятся к сечению и конструкции самих элементов, воспринимающих удары, к швам в элементах и к сварным соединениям элементов.



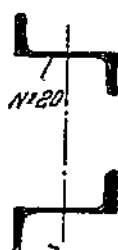
$$J = 12364 \text{ см}^4 \\ W = 568 \text{ см}^3 \\ F = 97.18 \text{ см}^2$$

Рис. 136



$$J = 8724 \text{ см}^4 \\ W = 647 \text{ см}^3 \\ F = 78.54 \text{ см}^2$$

Рис. 137



$$J = 5018 \text{ см}^4 \\ W = 502 \text{ см}^3 \\ F = 83.44 \text{ см}^2$$

Рис. 138

Рационализация сечения буферного бруса путем увеличения его гибкости при том же моменте сопротивления. В § 6 указано, что фиктивная сила, заменяющая действие удара, может быть вычислена по формуле:

$$P = \sqrt{\frac{2T}{\delta_1}} \quad (9)$$

где T — энергия удара, поглощаемая буферным брусом, δ_1 — прогиб в месте удара от силы $P=1$.

Из формулы видно, что фиктивная сила уменьшается при увеличении прогиба, т. е. δ_1 . Если при этом момент сопротивления не уменьшается, то уменьшатся напряжения при ударе. Для примера рассмотрим буферный брус в большегрузном вагоне. При существующей конструкции буферный брус (рис. 136) имеет несимметричное сечение из 3 листов, в котором центр тяжести расположен ближе к передней стенке, отчего при большом моменте инерции сечение имеет небольшой момент сопротивления. Если перейти к сечению из двух швеллеров (рис. 137) или двух зетов (рис. 138), то, помимо лучшего использования сечения, мы получим выгоду в уменьшении расчетной силы, а именно: для двух швеллеров № 27а мы получим, что расчетная сила уменьшается в

$$\sqrt{\frac{12364}{8724}} = 1,27 \text{ раза,}$$

а для сечения из двух зетов в

$$\sqrt{\frac{12364}{5018}} = 1,57 \text{ раза}$$

Отсюда видно, что более правильный расчет создает новые возможности рационализации конструкции.

Уменьшение дополнительных напряжений от эксцентриситетов сил, стержней, швов прикрепления и от жесткости узлов. Значение этой меры при ударной нагрузке такое же, как и при вибрационной нагрузке. Эксцентриситеты увеличивают напряжения, опасность выпучивания элементов при одиночных ударах и опасность появления трещин при повторных ударах. Как пример вредного действия эксцентриситета прикрепления можно указать на выпучивание стенок хребтовых балок от ударов автосцепки по упорным угольникам, приклепанным эксцентрично к стенке (рис. 109). Чтобы парализовать действие эксцентриситета, следует оба угольника объединить в одну отливку (рис. 110). Другим примером может служить эксцентричное расположение автосцепки по отношению к оси хребтовой балки, вызывающее добавочный момент при тяговом усилии или ударе по автосцепке. Эксцентриситет получается благодаря не-

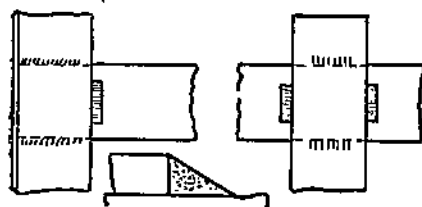


Рис. 139.

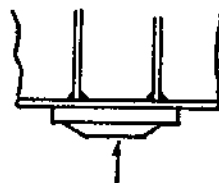
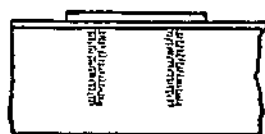


Рис. 140—141.

симметричному сечению хребтовой балки, центр тяжести которого расположен выше середины высоты стенки.

Уменьшение поверхностной концентрации напряжений у начала швов и у кратеров путем заглаживания перехода валика к основному металлу путем заварки или заглаживания подрезов и путем вывода кратеров на подкладку при сварке. Как известно, всякий надрез и при одиночном, и при повторном ударе уменьшает прочность, детали. Ударная вязкость образцов без надреза в несколько раз больше, чем образцов с надрезом см. Давиденков, Динамические испытания металлов). Роль надреза играет подрез у начала шва и резкий переход при крутом очертании валика. Поэтому подрезов в вагонных конструкциях быть не должно. Результаты опытов с балками на повторный удар показали (см. § 9), что условные допускаемые напряжения при ударе на основной металл в соединениях с флажковыми и лобовыми швами можно повысить до 1650 кг/см^2 , если лобовые швы сделать пологим с катетами 1:2, и если заглаживать начало швов (рис. 55). Эта мера одновременно увеличивает также прочность соединения при вибрационной нагрузке. Для пересечения хребтовой балки с буферным брусом со шкворневой балкой можно рекомендовать соединения по типу инж. Раевского (рис. 139), где швы имеют неполную длину для более равномерного распределения напряжения (см. § 5, рис. 60), кратеры заварены и переход шва к основному металлу заглажен. В элементах, воспринимающих или передающих ударную нагрузку, не следует применять шпоночных швов, так как в шпонках непрочвары более вероятны, чем в непрерывном шве; кроме того, начало

каждой шпонки представляет место концентрации напряжений, в особенности, если кратеры не заварены.

В стыках балок растянутые пояса следует сваривать косым стыковым швом с вырубкой корня и подваркой, с выводом концов швов на подкладку, применяя электроды с толстой обмазкой. Поверхность валика и переход к основному металлу должны быть плавными; не должно быть подрезов. Стыковой шов сжатого пояса и стенок балок могут быть прямыми. Вместо косого шва можно прямой шов перекрыть накладками, обваренными кругом с лобовыми пологими и заглаженными швами.

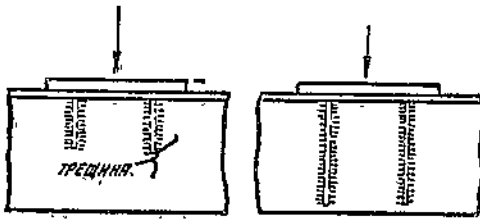


Рис. 142—143.

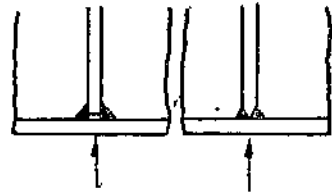


Рис. 144—145.

В местах наибольших напряжений следует избегать концентрации напряжений у начала швов. Для этого следует либо не доводить швы до этих мест, либо заглаживать переход к основному металлу. Поэтому дифрагмы буферного бруса следует не доводить до наиболее напряженного волокна (см. рис. 140). Испытание образцов, описанное в § 9 (первая серия), показало, что прочность такой конструкции при повторных ударах выше, чем в случае диафрагм, доходящих до сильно напряженных растянутых краев. В сжатых частях концентрация напряжений менее опасна.

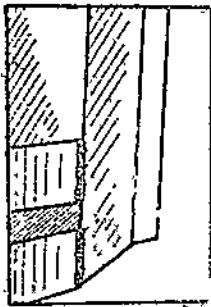


Рис. 146.

Разгрузка швов от действия непосредственного удара. Разгрузить швы можно следующим образом:

а) Передать часть ударной нагрузки на припасованное ребро (рис. 141). При изготовлении подобных деталей необходимо следить, чтобы при сборке ребро было плотно поставлено на место. Тогда часть удара будет передаваться непосредственно через ребро, и только часть через швы. При неплотной сборке (как это наблюдалось в шкворневых балках рам хопперов старой конструкции) при ударах горизонтальный лист продавливается или изгибается, после чего в швах, а затем в листе появляются трещины (см. рис. 112).

б) Увеличить длину швов, передающих ударную нагрузку, и тем уменьшить их напряжение. Если швы работают как лобовые, нужно увеличить размеры поддона или отливки (пятника), передающих удар. Если швы работают как фланговые (рис. 142), нужно увеличить их длину (рис. 143). Это требование применительно к рис. 140 и 143 противоречит требованию предыдущего пункта о том, чтобы не создавать концентрации напряжений в сильно растянутых от удара частях. Конструктор должен найти оптимальное решение в каждом отдельном случае. К сожалению, не выяснены способ расчета на удар и допускаемые напряжения для швов, подобных показанным на рис 141 и 143.

в) В некоторых случаях, изменяя конструкцию швов, непосредственно передающих удар, можно швы заставить работать не на срез (рис. 144), а на сжатие (рис. 145), при котором швы могут выдержать большую

нагрузку. Для этого концы ребер, передающих удар, нужно подготовить с заострением, что усложняет производство.

г) Концы швов, работающих на отрыв при изгибе от ударов, можно разгрузить, добавляя на концах поперечные швы (рис. 68), аналогично тому, как указано в § 5 п. 6 для боковых стоек. На немецких дорогах наблюдались трещины от ударов груза при маневрах в швах, приваривающих стойки торцевой стенки кузова к боковым швеллерам рамы (рис. 146), несмотря на то, что сечение швов во много раз превосходило прочность заклепок. Это показывает, что концы подобных швов перенапрягаются при ударе. Кроме того, можно предположить, что кратер на конце шва ослабил сопротивление шва удару.

д) Швы, воспринимающие удар, должны быть сплошными, а не шпичными, так как ударная нагрузка передастся только одной ближайшей шпонке, которая и будет перенапряжена.

Заключение

В настоящей статье мы выдвинули вопрос о том, что товарные вагоны следует рассчитывать не на статическую нагрузку, а отдельно на вибрационную и отдельно на повторную ударную нагрузку. Для того и другого расчета предложены новые допускаемые напряжения для сварных соединений вагонов на основании результатов опытов. Для повышения прочности при вибрациях и повторных ударах разработан ряд практических мер. Исследование разрушений во время эксплуатации и измерения напряжений показывают, что при рациональном проектировании можно устранить дефекты в вагонах и увеличить их прочность без увеличения веса. Новые допускаемые напряжения при применении рациональных конструкций позволяют облегчить вагон, уменьшив коэффициент тары. Эти выводы должны систематически проверяться на практике.

Methoden zur Verbesserung der geschweissten Verbindungen in Güterwagen und die dabei zulässigen Spannungen

B. N. Gorbunow

Zusammenfassung

1. Ziel der Arbeit. Das existierende Verfahren zur Berechnung der Festigkeit von Güterwagen besteht in der Rechenprüfung der Spannungen unter statischer Belastung und im Vergleich derselben mit den zulässigen Spannungen, welche für alle Elemente eines Wagenteils unabhängig von der Bauart der geschweissten Verbindungen als gleich angenommen werden. Die Wirkung des Schlages wird der Wirkung einer statischen horizontalen Kraft von 80 t unter der gleichen zulässigen Spannung gleichgestellt. Eine solche Berechnungsweise entspricht nicht den wirklichen Arbeitsbedingungen des Wagens. Als Hauptarten der Wagenarbeit bei der Exploitation müssen folgende angesehen werden: a) die Arbeit unter Vibrationsermüdung bei Schwankungen auf den Federn des belasteten Wagens unterwegs und b) die Arbeit unter Schlagermüdung unter Schlägen beim Manövrieren, bei der Abfahrt, beim Bremsen usw. Einzelne Schläge von unzulässiger Geschwindigkeit dürfen beim Manövrieren nicht als die Hauptart der Wagenarbeit angesehen werden und sind bei einem verminderten Sicherheitsfaktor zu berücksichtigen.

Aus diesen Grundsätzen ausgehend, haben wir uns das Ziel gesetzt, Versuchsmaterial über die Vibrations- und Schlagermüdung der geschweissten

an Güterwagen gebräuchlichen Verbindungen zu sammeln, auf Grund desselben zulässige Spannungen für eine genauere Berechnung der Wagenfestigkeit vorzuschlagen und die Massnahmen zur Vergrösserung der Festigkeit geschweisster Wagenverbindungen unter Vibrations- und wiederholter Schlagbelastung aufzuklären.

Die von uns erhaltenen Ergebnisse müssen den Veränderungen der Rahmen- und Wagenkastenkonstruktion eines geschlossenen Güterwagens zugrunde gelegt werden, um eine gleichzeitige Gewichtsverminderung bei Beibehaltung einer genügenden Festigkeit zu erreichen. Die von uns abgeleiteten Schlussfolgerungen müssen als vorläufige angesehen werden, da sie noch weitere Berichtigung benötigen.

1. Arbeit der geschweissten Verbindungen von Wagen unter Vibrationsbelastung

2. Ergebnisse der Dauerfestigkeitsprüfung der geschweissten Verbindungen. In geschweissten Verbindungen muss man die Ermüdungsgrenze der geschweissten Nähte von der aus dem Stabquerschnitt zu berechnenden Ermüdungsgrenze des Grundmetalls des Stabes unterscheiden. Diese Ermüdungsgrenze ist von grösserer Bedeutung, da davon das Gewicht der Grundelemente der Konstruktion abhängt. Versuche bewiesen, dass die Ermüdungsrisse im Grundmetall an Stellen der Spannungskonzentrationen beginnen, nämlich an Stellen einer scharfen Querschnittsveränderung, an Vertiefungen, Schnitten, Kratern, Poren, undurchgeschweissten Stellen, am Nahtbeginn usw.

Verbindungen mit unbearbeiteten Nähten haben keine wirkliche Ermüdungsgrenze (Abb. 2); die Ermüdungsgrenzen beziehen sich in den Versuchen auf eine vorausgesetzte Anzahl von Millionen von Belastungen, wobei die Ermüdungsgrenze ohne Berücksichtigung des Einflusses der Spannungskonzentrationen (nominale Spannungen) berechnet wird. Die Ermüdungsgrenzen können für asymmetrische Zyklen angenähert nach der Formel

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma_0}{1 - 0,67 \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}} \quad (4)$$

berechnet werden.

Hier ist σ_0 die Ursprungsfestigkeit bei welcher $\sigma_{\min} = 0$ ist.

In Tabellen 1, 2 und 3 sind die Ergebnisse verschiedener Dauerfestigkeitsversuche verschiedenartiger geschweisster Stäbe und Träger, ihrer Verbindungen und Kreuzügen angeführt.

Aus den Tabellen ist zu ersehen, dass fast alle Versuche bei einer Anzahl von Belastungen unter $100 \cdot 10^6$ durchgeführt wurden, d. h. bei einem Wert, der von uns als die Grenzzahl der Belastungsveränderungen angenommen wurde, die von einem Wagen während seiner gesamten Dienstzeit ausgehalten werden sollen. Um zu einer Anzahl von Belastungen von $100 \cdot 10^6$ übergehen zu können, wandten wir die Versuchsangaben von Lipp (Abb. 2) an und bestimmten danach die Übergangskoeffizienten. Die erhaltenen Resultate sind in Spalte 6 der Tab. 1, 2 und 3 angeführt.

Die Versuche zeigten, dass durch Veränderung der Bauart der Verbindungen, durch Schweissung von glatten Nähten und durch Glätten der Nähte mit einem Schmirgel die Ermüdungsgrenzen der geschweissten Stäbe und Träger im Vergleich mit denjenigen der genieteten erhöht werden können.

3. Zulässige Spannungen für geschweisste Wagenverbindungen unter Vibrationsbelastung. Die zulässigen Spannungen müssen bei Berechnung auf eine regelmässige Vibrationsbelastung, d. h. bei Berechnung auf Standfestigkeit nach einem anderen Grundsatz als bei Berechnung auf statische Belastung festgestellt werden, d. h. nicht durch Division der Ermüdungsgrenze mit dem Sicherungsfaktor, sondern durch Subtraktion der Reservegrösse von den Ermüdungsgrenzen.

Wenn die Ermüdungsgrenzen bei einer grossen Anzahl von Belastungen bestimmt worden sind, muss dies Verfahren eine Standfestigkeit der Konstruktion bewähren, da einer kleinen Reservegrösse eine grosse Anzahl von Belastungen (Abb. 37) entspricht.

Wenn eine Reservegrösse von $0,5 \text{ kg/mm}^2$ angenommen wird, erhalten wir einstellige zulässige Spannungen unter Zug, die in Spalte 7 von Tab. 1, 2 und 3 angeführt sind. Bei einem dynamischen Berechnungskoeffizient, welcher bei regelmässiger Vibrationsbelastung eines Grosslastwagens 1,35 gleich ist, wird man den Amplitudenkoeffizient

$$\frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{0,65}{1,35} = 0,481$$

erhalten.

Wenn dies in Formel (4) eingesetzt wird, erhalten wir die zulässigen Spannungen für einen Grosslastwagen $\sigma = 1,475 \sigma_0$. Diese zulässigen Spannungen sind in der letzten Spalte der Tab. 1, 2, 3, angegeben.

4. Ob in den Rahmen und Wagenkasten von Güterwagen Ermüdungserscheinungen auftreten können. Um diese Frage aufzuklären, wurden mit den Ermüdungsgrenzen die Spannungsgössen verglichen, die bei der Prüfung von geschweissten, geschlossenen und offenen Wagen von 50 t gemessen wurden. Beim Vergleich wurden die unter statischer Belastung gemessenen Spannungen mit dem dynamischen Koeffizient 1,35 multipliziert. Der Vergleich bewies, dass in den Rahmen offener Wagen keine Ermüdung bei der vorliegenden Bauart bei Schwankungen des über den Federn befindlichen Teils zu befürchten ist. Im Wagenkastengitter der geschlossenen Güterwagen ist das Auftreten von Ermüdungsrissen viel wahrscheinlicher, da hohe Spannungen infolge von Exzentrizitäten in den Knoten vorhanden sind.

5. Massnahmen zur Erhöhung der Dauerfestigkeit von geschweissten Verbindungen in Wagen. Diese Massnahmen kann man in zwei Kategorien einteilen: die Massnahmen zur Verbesserung der Qualität der Schweissung und konstruktive Massnahmen. Dabei müssen die wichtige Wagenteile aus gutem Siemens-Martin-Metall gefertigt werden. Wir wollen hier in der Kürze die erwähnten Massnahmen anführen.

A. Qualität der Arbeit

1. Genaues Montieren.
2. Glatte Nähte, Fehlen von Kratern und Schnitten,
3. Keine Fehlstellen in den Nähten.
4. Schweissung im Werk in bequemer Lage,
5. Richtige Auswahl der Elektrodenart.
6. Ausschliessliche Anwendung von Aussennähten.
7. Erhöhte Qualifikation und Verantwortlichkeit der Schweisser.
8. Anwendung von automatischer Schweissung.
9. Anwendung einer richtigen Reihenfolge der Schweissung.
10. Sorgfältige Kontrolle der Qualität der Schweissung bei Empfangnahme einzelner Teile und ganzer Wagen.

B. Konstruktive Massnahmen

1. Verminderung der Oberflächenkonzentration der Spannungen am Nahtbeginn durch Schweißen von glatten Nähten, durch Glätten der Übergangsstellen der Raupen am Grundmetall (Abb. 55) und Abrundung des Nahtbeginns.

2. Verminderung der gesamten Unregelmässigkeit der Spannungen an der Befestigungsstelle durch entsprechende Lage der Nähte und Anwendung von Nähten, welche die Ränder der Trärgurte nicht erreichen (Abb. 58, 59, 60).

3. Anwendung von Stumpfnähten anstatt von Laschen, aber nur an den Stellen, wo keine Spannungskonzentrationen vorhanden sind, wie in Abb. 61 gezeigt ist. Da die Dauerfestigkeit der Stumpfnähte in hohem Masse von ihrer Qualität abhängt, müssen in vielen Fällen Stumpfnähte vorgezogen werden, welche mit durch Flanken- und Stirnnähten angeschweisste Laschen bedeckt werden, wobei die Stirnnähte bearbeitet werden (Abb. 55).

4. Unzulässigkeit des Anschweisens eines steifen Elements an eine elastische Wand (Abb. 62, 63, 64) ohne Stärkung der Wand durch Rippen.

5. Beseitigung der Exzentritäten in den Knoten von Gilterträgern.

6. Schützen der Nahtenden vor Spaltung (Auftrennen) durch zusätzliche Querraupen („y“ in Abb. 67 und 68).

7. Anwendung von geschlossenen Profilen für die Rahmenträger der Wagen zwecks Verminderung der zusätzlichen normalen Spannungen unter Drehung (Abb. 69 und 70).

II. Arbeit der geschweissten Rahmenverbindungen von Wagen unter Schlagbelastung

6. Versuchsangaben über die Kräfte und Spannungen in Rahmen von Güterwagen unter Schlägen. Nach den existierenden Normen muss die Berechnung der Schläge auf die Puffer und die Selbstkuppelung durch eine Berechnung der horizontalen Kraft von 80 t (von 115 t in den Vereinigten Staaten) unter einer zulässigen Spannung von 1400 kg/cm² ersetzt werden.

Ein solches Berechnungsverfahren ist bedingungsweises vorausgesetzt, es ist eigentlich unrichtig, da es die Besonderheiten der Arbeit auf Schlag, bei welcher andere Gesetze als bei statischer Belastung gültig sind, nicht beachtet. Versuche bewiesen, dass unter Schlag die Fließgrenze und die Zugfestigkeit höher als bei statischem Reißen (Abb. 72) sind. Bei Berechnung auf Schlag muss man aus der Schlagenergie T ausgehen, welche von Träger beim Schlag erlitten wird. Dann ist die der Schlagwirkung äquivalente fiktive Kraft

$$P = \sqrt{\frac{2T}{\delta_1}}$$

gleich, wo δ_1 die Durchbiegung des Trägers unter der Kraft $P_1=1$ ist. Die Formel beweist, dass die Schlagwirkung in starkem Masse von der Elastizität des Trägers abhängt, was in den Normen nicht berücksichtigt wird.

Die Spannungen unter Schlägen in Wagenteilen wurden bei den Prüfungen der Wagen in der Wagenabteilung des Wissenschaftlichen Forschungsinstituts für Eisenbahnverkehr mit Hilfe von Kohlenteletensometern gemessen. Die Er-

gebnisse dieser Messungen können nicht als genügend genau angesehen werden, da die Tarierung der Kohlentensometer unter Schlägen nicht festgestellt worden ist. Aber die erhaltenen Resultate zeigen, dass unter Schlägen der Wagenrahmen sehr grosse Spannungen aushalten kann. Aus den Ergebnissen des Wissenschaftlichen Forschungsinstituts für Eisenbahnverkehr kann eine Reihe von wichtigen Schlussfolgerungen gezogen werden, die sich auf die Zeichen der Spannungen und ihre relative Grösse beziehen. Die Spannungen bei Schlägen auf den Puffer sind bedeutend höher als bei Schlägen auf die Selbstkuppelung infolge des Vorhandenseins des Friktionsapparats in derselben. Deshalb kann der Schlag auf beide Puffer dem Schlag auf die Selbstkuppelung nicht als gleichwertig angesehen werden, wie dies von den Normen vorgeschrieben wird. Im geschlossenen Wagen sind unter Schlägen die grössten Spannungen im Abschnitt des Rücken-trägers zwischen dem Pufferträger und dem Bolzenträger vorhanden.

Infolge der angenommenen Lage der Stützwinkel der Selbstkuppelung ist der Rückenträger immer an der Befestigungsstelle am Pufferträger gedehnt: bei der Zuganstrengung und beim Schlag auf die Selbstkuppelung. Beim Schlag auf den Puffer können an der erwähnten Stelle infolge von Biegung in horizontaler Richtung Spannungen von beiden Zeichen auftreten. Die untersuchte Stelle muss im geschlossenen Wagen für den Rückenträger als die gefährlichste angesehen werden.

Nur in dem Falle, wenn die Berechnung genügend genau der Wirklichkeit entspricht, kann man beim Projektieren den Rahmen des Güterwagens weiter rationalisieren. Deshalb müssen die Fragen von der Schlagkraft, den zulässigen Spannungen und dem Berechnungsverfahren unbedingt weiter bearbeitet werden.

7. Wirkung von einzelnen und wiederholten Schlägen auf geschweisste Träger und Rahmen. Risse und Deformationen in den Güterwagenrahmen können unter einzelnen oder unter wiederholten Schlägen entstehen. Das Aussehen der Deformationen kann einige Hinweise über die Ursache der Mängel ergeben, die aber selbstverständlich ungenügend sind, um eine endgültige Meinung darüber fassen zu können.

Wir untersuchten die Arten der Deformationen, welche bei Prüfungen der Wagen auf Schlag und bei speziellen Proben der geschweissten Träger auf einzelne und wiederholte Schläge festgestellt wurden, und kamen zu solchen Schlussfolgerungen.

Risse im Grundmetall, die von plastischen Deformationen begleitet werden, entstehen unter einzelnen oder unter einer kleinen Anzahl von starken Schlägen. Bei solchen Schlägen erscheinen zuerst plastische Deformationen und sodann Risse.

Risse im Grundmetall am Nahtbeginn ohne Anzeichen von plastischen Deformationen sind die Folge von Schlagermüdung, d. h. einer grösseren Anzahl von schwächeren Schlägen, die kein Fließen in gespannten Fasern hervorrufen. Die Ermüdungsrisse entwickeln sich allmählich. An der Bruchstelle haben die Risse das Aussehen eines glänzenden Flecks (d. h. einer durchs wiederholte Öffnen und Schliessen des Risse geglätteten Stelle).

Eine Ausnahme können nur Risse im Metall von niederer Qualität und brüchigem Zustand darstellen (der Einfluss von Beimischungen oder von grossen zweiachsigen Schrumpfspannungen). In diesem Falle können die Risse auch unter einzelem Schlag auftreten.

Risse können in den Nähten auftreten: 1. unter einzelnen oder wenigen starken Schlägen und 2. unter Schlagermüdung. Die erste Ursache ist wahrscheinlicher, besonders, wenn nach den Deformationen in Nähten undurchschweisste Stellen vorhanden sind. Die Risse, welche in der Naht auftreten, verlaufen sodann oft durchs Grundmetall.

Bleibende Verbiegungen der Rahmentelle und eine Knickung ihrer Elemente finden unter einzelnen oder wenigen starken Schlägen statt.

8. Zerstörungen in den Rahmen der Güterwagen unter Schlägen bei der Exploitation. Da in geschweissten Güterwagen oft Beschädigungen festgestellt werden, haben wir die bei der Exploitation auftretenden Beschädigungen und ihre wahrscheinlichen Ursachen zu bestimmen versucht. Die untersuchten Beschädigungen in den Wagenrahmen unter wiederholter Belastung können in folgende Gruppen eingeteilt werden:

a) Beschädigungen infolge einer offenbar schlechten, den elementaren Vorstellungen über die Wirkung von Schlagbelastungen nicht entsprechenden Konstruktion. Hierher gehören: Stützung des Pufferträgers mit einem daran angeschweissten Stab (Abb. 111), eine ungenügende Fläche des Stützstelle (Abb. 112), ein unbefriedigendes Schema des Rahmens der Zysternen alter Bauart von 50 t (Abb. 100) u. a. Wenn man die Teile der gesamten Konstruktion vervollkommenet, können diese Mängel in der Mehrzahl der Güterwagen ohne Gewichtsvergrößerung beseitigt werden mit Ausnahme der Fälle einer offensibaren Schwäche des Rahmens (alte Bauart der Zysternen von 50 t).

b) Beschädigungen infolge eines schlechten Montierens und Schweissens des Wagens. Hierher gehören: Rippen welche nicht bis zum Untergurt des Rahmenbolzenträgers über dem Stützteil reichen, undurchschweisste Stellen in den Nähten, ein zu kleiner Nahtquerschnitt, Schnitte im Grundmetall u. a. Alle diese Mängel kann man beseitigen, ohne das Gewicht des Wagens zu vergrössern.

c) Risse infolge einer schlechten Qualität des schädliche Beimischungen enthaltenden Grundmetalls und einer schlechten Qualität des Metalls der Nähte, die mit Elektroden mit dünner Umhüllung geschweisst worden sind. Diese Mängel können beseitigt werden, ohne das Gewicht des Wagens vergrössern zu müssen.

9. Prüfungen der geschweissten Verbindungen auf wiederholten Schlag und zulässige Spannungen unter Schlägen. Um festzustellen, durch welche Massnahmen und in welchem Masse der Widerstand von geschweissten Trägerverbindungen gegen wiederholte Schläge in Wagen erhöht werden kann, haben wir eine Reihe von Proben durchgeführt. Die Anlage zur Prüfung auf wiederholten Schlag ist in Abb. 116 angegeben; die Proben wurden durch Schläge mit einem von einer Höhe von etwa 150 mm herabfallenden Fallbär von 212 kg geprüft. Die Spannungen im Träger wurden nach der Formel

$$\sigma = \sigma_0 \left(1 + \sqrt{\frac{2n \cdot h}{f_0}} \right) \quad ;$$

berechnet.

Die Prüfung der ersten Probenreihe (Abb. 121) in der Form von Pufferträgern zeigte folgendes.

Die Spannungskonzentration vermindert den Widerstand gegen wiederholte Schläge und ruft Risse am Nahtbeginn hervor. Eine Verkürzung der Diaphragmen vergrössert den Widerstand des Pufferträgers gegen wiederholte Schläge, da dabei die Stelle der Spannungskonzentrationen von der gespanntesten Zone entfernt wird. Die Nahtenden sind auch in einem verkürzten Diaphragma die gefährlichste Stelle, da die Nähte den Schlag weitergeben. Deshalb darf das Diaphragma nicht übermässig verkürzt werden.

Die zweite Versuchsreihe mit Proben, welche eine Befestigung des I-Trägers des Rückenträgers am Pufferträger darstellen (Abb. 124—127), führte zu solchen Schlussfolgerungen.

Durch Verminderung der Spannungskonzentration am Nahtbeginn, durch Glätten der Übergangsstelle der Nähte am Grundmetall kann der Widerstand der geschweissten Trägerkreuzungen gegen wiederholte Schläge erhöht werden.

Das Aufschweißen von entlastenden Raupen nach Abb. 125 erreicht dies Ziel nicht.

Das beste Mittel zur Verstärkung der Trägerkreuzungen sind zungenförmige Laschen, die mit Nähten angeschweisst sind, wobei die Übergangsstellen am Grundmetall geglättet sind.

In der dritten Versuchsreihe hatten die Proben (Abb. 130—133) einen verschiedenen Querschnitt: die Proben mit ungeglätteten Nähten (Abb. 130 und 131) wiesen einen grösseren, diejenigen mit geglätteten Nähten (Abb. 132) einen kleineren Querschnitt auf. Die ersteren hielten im Durchschnitt 25 000 Schläge bei einer Berechnungsspannung von durchschnittlich 3175 kg/cm^2 , die letzteren 48 000 Schläge bei einer Spannung von 3700 kg/cm^2 aus.

Deshalb kann man für verbesserte geschweisste Trägerverbindungen die zulässigen Spannungen bei einer vorausgesetzten Berechnung auf Schlag um 17%, d. h. bis zu 1650 kg/cm^2 , erhöhen.

10. Massnahmen zur Verbesserung der Schlagfestigkeit von geschweissten Verbindungen in Wagen. Die Massnahmen zur Verbesserung der Schlagfestigkeit entsprechen teilweise den Massnahmen zur Vergrösserung des Vibrationswiderstands. Wir wollen diese Mittel nennen und sie in 4 Gruppen einteilen.

A. Massnahmen zur Verminderung der Schlagbelastung

1. Kontrolle der Schlaggeschwindigkeit beim Manövrieren.
2. Verbesserung der die Schläge verringernden Vorrichtungen.

B. Massnahmen zur Vergrösserung der Schlagfestigkeit der Metalls

1. Anwendung von Elektroden mit dicker Umhüllung zum Schweißen der den Schlag direkt aufnehmenden Nähte.

2. Einführung einer für die Normen unbedingten Prüfung der Metalls auf Schlagfestigkeit in gealtertem Zustand. Anwendung von Siemens-Martin-Stahl für Schlägen ausgesetzte Wagenteile bis zur Vervollständigung der Herstellungsverfahren von Konverterstahl.

3. Verminderung der Schrumpfspannungen, besonders der zweiachsigen, in Schlägen ausgesetzten Wagenteilen durch Feststellung einer richtigen Reihenfolge der Schweissung.

C. Massnahmen zur Verbesserung der Qualität der Schweissung.

1. Genaues Montieren.
2. Glatte Nähte.
3. Fehlen von Mängeln in den Nähten.
4. Schweissung in einer für den Schweißer bequemen Lage.
5. Lage der Nähte an leicht zugänglichen Stellen.
6. Anwendung von Umhüllungen, die keine heissen Risse und leicht abtrennbaren Schlacken ergeben.
7. Erhöhte Qualifikation der Schweißer.
8. Anwendung von automatischer Schweissung bei der Herstellung von langen Nähten.
9. Anwendung einer richtigen Reihenfolge der Schweissung.
10. Sorgfältige Kontrolle der Schweissung.

Dauerfestigkeit von geschweissten Stäben und ihrer Verbindungen bei Zug (in Bezug auf den Stabquerschnitt)

Quelle	Verbindungsart	Dauerfestigkeit		Bei einer Anzahl von Belastungen	Einstell. Dauerfestigkeit bei 100.10 ³ kg/mm ²	Einstell. zuläss. Spannung kg/mm ²	Zuläss. Span. für geschloss. Wagen kg/mm ²
		Ursprungsfestigkeit	Wechsel-festigkeit				
Kommerell Deutsche Normen	Abb. 7. Mit Stumpfnähten zusammen-geschweisste Platten	17		2 · 10 ³	12,40 (17 · 0,73)	11,9	17,5 angenom.
Kommerell	Abb. 8. Mit durchlaufenden Flanken-nähten zusammengeschweisste Platten	18		2 · 10 ³	12,40	11,9	17,5 angenom.
Kommerell	Abb. 9. Dasselbe bei unterbrochenen Nähten	8—10		2 · 10 ³	6,66 (9 · 0,73)	6,2	9,2
Graf. 1932	Abb. 10. X-förmige Stumpfnah, kleine Fehlstellen an der Wurzel	8—9		2 · 10 ³			
Graf, 1933, Kuratorium Deutscher Eisenbahnen, 1930—1934	V-förmige Stumpfnah, Wurzel ungeschweisst	9—13		2 · 10 ³			
Graf, 1932, (s. Abb. 33) Ku- ratorium Deutscher Eisen- bahnen 1930—1934, Kaufmann, 1927.	V-förmige Stumpfnah, Wurzel ge-schweisst, glatter Übergang	15—18		2 · 10 ³			
Kuratorium, 1930—34, Graf.	Abb. 11. Schräge V-förmige Nah, Wurzel geschweisst, glatter Über-gang	22		2 · 10 ³			
Kuratorium, 1930—34, Birett und Gruning, 1933.	Abb. 12. Verbindung mit vollen Stirn-nähten, nicht bearbeitet	{ 6,5 8		{ 2,10 ³ 2,10 ³			

Kuratorium, 1930—34.	Abb. 13. Dasselbe aber mit concaven Nähten und allmählichem Übergang von der Raupe zur Platte	10,3							
Kuratorium, 1930—34. Roß, 1936.	Abb. 14. Kreuzförmige Verbindungen, Nähte unbearbeitet	{ 8 8—12				2.10 ^o		5,3	7,8
						2.10 ^o 1.10 ^o	5,84 (8.0,73)		
Graf, (s. Abb. 34). Kaufmann, 1937, Kuratorium u. a.	Abb. 15. Verbindung mit Flankennähten, ohne Bearbeitung, kurze Proben	8				2.10 ^o	5,84 (8.0,73)	5,3	7,8
Graf, 1935. Graf, 1932.	Dasselbe, lange Proben	{ 15 11				0,5.10 ^o 2.10 ^o	8,03 (11.0,73)	7,5	11,1
Graf, 1934.	Abb. 16. Verbindung mit Flankennähten und Ausschnitten im Stirnteil	12				2.10 ^o	8,75 (12.0,73)	8,3	12,2
Kuratorium, 1930—34.	Abb. 17. Verbindung mit Flankennähten, am Ende (durch Fräsen) abgerundet	12				2.10 ^o	8,75 (12.0,73)	8,3	12,2
Graf, 1934.	Abb. 18. Stumpfnäht, von beiden Seiten mit Laschen mit unbearbeiteten Nähten bedeckt	10—12				2.10 ^o	7,30 (10.0,73)	6,8	10,0
Graf, 1937.	Abb. 19. Stumpfnäht mit Laschen bedeckt; Nähte und Übergangsstellen am Grundmetall bearbeitet	17				1.10 ^o	15,11 (17.0,89)	14,6	21,6 angenom. 14,0
Graf	Genietete Verbindung	15				2.10 ^o			
Graf	Undurchlöcherter Stab mit Walzhaut	19				2.10 ^o			

Dauerfestigkeit von geschweissten Trägern aus St 3 und ihrer Verbindungen bei Biegung. Elektroden mit dicker Umhüllung

Quelle	Verbindungsart	Dauerfestigkeit kg/mm ²		Bei einer Anzahl von Belastungen	Einstell. Dauerfestigkeit bei 100.10 ⁶ Belastungen kg/mm ²	Einstell. Spannung zuläss. kg/mm ²	Zuläss. Spannung für einen geschloss. Wagen kg/mm ²
		Ursprungs- festigkeit	Wechsel- festigkeit				
Birett, 1937	Abb. 20. I-Träger, bestehend aus drei mit Gurnähten zusammengeschweissten Platten. Deutsche Versuche: Spannung in der Aussenfaser des Gurts	18—19		2.10 ⁶	13,12	12,6	18,6
	Spannung bezogen auf den Unterteil der Wand (d. h. in der geschweissten Naht)	16—17		2.10 ⁶	—	—	—
	Amerikanische Versuche: Spannung in der Aussenfaser des Gurts	16,5		5.10 ⁶	—	—	—
	Spannung in der geschweissten Naht	14,2		5.10 ⁶	—	—	—
Lie und Wittman (Abb. 35), Januar 1939	Abb. 21. Träger mit an- oder aufgeschweissten Platten auf dem Zuggurt: Deutsche Versuche	14 ¹⁾		1.10 ⁶	—	—	—
	Unsere Versuche	—	6,5	1.10 ⁶	6,97 (6,5 · 0,644) 0,6	6,5	9,6
Birett, 1937	Abb. 22. Wandverbindungen, Spannung im Unterteil der Wand an der Gurnäht, die Stumpfnäht bearbeitet	15		2.10 ⁶	—	—	—
	Abb. 23. Gurtverbindung, bearbeitet	15—16		2.10 ⁶	13,33	12,8	18,9
Lie und Wittman s. Abb. 35	Abb. 24. Verbindung, bedeckt mit geschweissten Laschen	8,7		5.10 ⁶	6,78	6,3	9,4

Graf, 1937	Abb. 25. Gerade Stumpfnähte in den Gurten und dem Steg; die Gurte bedeckt mit rhombischen Lamellen; Nähte unbearbeitet	10		2.10 ^s	7,30 (10.0,73)	6,8	1,0
Graf, 1937	Abb. 26. Gerade Stumpfnähte in den Gurten und dem Steg, unbearbeitet. Deutsche Versuche	14—15		2.10 ^s	10,22 (14.0,73)	9,7	14,3 angenom. 14,0
Lie und Wittman 1939 (s. Abb. 35)	Amerikanische Versuche: Stumpfnäht mit Fehlstellen	10,3		5.10 ^s	—	—	—
	ohne solche	14,2		5.10 ^s	—	—	—
Graf, 1937	Abb. 27. Schräge Stumpfnähte in Gurten, gerade Nähte im Steg, unbearbeitet	17		2.10 ^s	12,40 (17.0,73)	11,9	17,5 angenom. 14,0
Graf, 1937	Abb. 28. Gerade Stumpfnähte in Gurten und im Steg, rechteckige Laschen auf den Gurten, die Stumpfnähte der Laschen stark geglättet	11		2.10 ^s	—	—	—
Graf, 1937	Abb. 29. Gerade Stumpfnähte in Gurten und im Steg, rechteckige Laschen auf den Gurten, die Stumpfnähte der Laschen nur geglättet, der Übergang gefräst. Eine genietete Verbindung längs des Rein- querschnitts	17		2.10 ^s	12,40 (17.0,73)	11,9	17,5
Graf, 1937	Deutsche Versuche	13		2.10 ^s	—	—	—
Lie und Wittman, 1939	Amerikanische Versuche	16,9		5.10 ^s	—	—	—

¹⁾ Der von Bühler abgeleitete Wert von 16 kg/mm² ist zu hoch, Seinen Versuchsergebnissen nach, ist die Ursprungsfestigkeit bei 2.10^s Belastungen nicht höher als 14 kg/mm².

Таблица 3
Dauerfestigkeit der Kreuzungen von geschweissten Trägern aus St-3 bei Biegung. Elektroden mit dicker AW-4-Umhüllung

Quelle	Verbindungsart	Dauerfestigkeit kg/mm ²		Bei einer Anzahl von Belastungen	Einstell. Dauerfe- stigkeit bei 100.10 ⁶ Belastungen kg/mm ²	Einstell. Span- zuläss. Span- nung kg/mm ²	Zuläss. Spannung für einen geschloss. Wagen kg/mm ²
		Ursprungsfe- stigkeit	Wechselife- stigkeit				
Versuche des Instituts für Elek- troschweißung, 1939 (Rafewsky)	Abb. 30. Kreuzung mit Flanken- und Stirnnähten auf der gesamten Breite des Flansches		4,8	1,5.10 ⁶	5,52 $\left(\frac{4,8}{0,6} = 0,69\right)$	50	7,4
	Abb. 31. Die Flankennähte erreichen nicht das Ende, die Stirnnähte auf der gesamten Breite des Flan- sches geglättet		7,5	1,5.10 ⁶	10,26 $\left(\frac{7,5}{0,6} = 0,82\right)$	19,8	14,4 angenom. 14,0
	Abb. 32. Die Flankennähte erreichen nicht das Ende, die Stirnnähte nicht geglättet, von nicht voller Breite .		6,5	1,5.10 ⁶	7,47 $\left(\frac{6,5}{0,6} = 0,69\right)$	7,0	10,3
	Dasselbe wie in Abb. 32, aber die Stirnnähten von nicht voller Breite, geglättet		8,0	1,5.10 ⁶	10,94 $\left(\frac{8,0}{0,6} = 0,82\right)$	10,4	15,3 angenom. 14,0

Anmerkung: Die Versuchsergebnisse über die Ermüdung von geschweissten Verbindungen sind in den im russischen Text angegebenen Fachzeitschriften veröffentlicht worden.

D. Massnahmen zur Verbesserung der Bauart

1. Rationalisation der Querschnitts des Pufferträgers durch Vergrösserung seiner Elastizität bei gleichem Widerstandsmoment (Abb. 136—138).

2. Verminderung der zusätzlichen Spannungen bei Kräfteexzentrizitäten in Stäben, Befestigungsnähten und steifen Knoten.

3. Verminderung der lokalen Spannungskonzentration am Naht- und Kraterbeginn durch Schweissen von flachen Nähten mit geglätteten Übergangstellen der Nähte am Grundmetall (Abb. 55). Verminderung der gesamten Unregelmässigkeit der Spannungsverteilung durch Anwendung von Verbindungen mit die Ränder nicht erreichenden Nähten (Abb. 139) usw.

4. Entlastung der Nähte von der Wirkung eines direkten Schlages durch Vergrösserung der Nahtfläche, Stützung auf die Rippen (Abb. 141), Anwendung von Nähten mit verschärften Rippenrändern (Abb. 145). Entlastung der Nahtenden durch zusätzliche Querraupen (Abb. 68), Anwendung von durchlaufenden Nähten anstatt von unterbrochenen Nähten.

Облегченная сварная конструкция рамы и кузова крытого товарного вагона из стали 3⁴⁾.

Г. В. Раевский

§ 1. Вступление

В предыдущих статьях настоящего сборника рассматривались общие вопросы сварного вагоностроения. В настоящей статье разбирается конкретный пример большегрузного крытого вагона. Крытый вагон выбран, как один из наиболее распространенных типов. В США крытые вагоны составляют более 40% всего парка товарных вагонов. Хотя в программе третьей пятилетки крытые вагоны включены сравнительно в небольшом количестве, но несомненно, что в дальнейшем их удельный вес в программе вагоностроения будет опять значительным.

Цель статьи. Цель статьи состоит в том, чтобы наметить пути облегчения несущей конструкции вагона в случае применения обычной Ст.-3. Этот вопрос имеет огромное практическое значение. Действительно, низколегированные стали, при помощи которых американцы получают облегчение веса вагона, стоят в США в полтора раза, а у нас почти вдвое дороже обычной стали. Отсюда ясно, какое значение имела бы возможность получить облегчение веса при применении обычной стали. В настоящей статье мы разработали только эскизный проект вагона, совершенно не касаясь при этом таких конструктивных узлов, как крепление тормозов, двери вагона и некоторые другие.

В цели статьи не входит рассмотрение вопросов расчета, т. е. вопросов строительной механики вагонов. Для того, однако, чтобы подобрать размеры сечений отдельных элементов, мы воспользовались результатами статического и динамического испытаний крытого вагона, сделанных в 1936 г. Вагонным институтом НКПС совместно с бригадой Главтрансмаша. При этом нам пришлось, конечно, сделать некоторые допущения, сводящиеся к тому, что распределение усилий в новой конструкции предполагается аналогичным распределению их в старой конструкции. Таким образом, статья посвящена конструктивным вопросам, а не расчетным.

Конструкцию, описанную в настоящей статье, предполагается осуществить в виде опытного вагона, который будет подвергнут статическим и динамическим испытаниям. На основании наблюдений при изготовлении опытного вагона будут внесены в конструкцию изменения, имеющие целью упростить процесс изготовления вагона. По данным испытания будут внесены изменения, имеющие целью обеспечить минимальный вес вагона при соблюдении достаточной (но не излишней) прочности его во всех элементах и деталях. Только после этой большой работы будет окончательно предложена облегченная конструкция крытого вагона.

Требования к проекту. При выборе того или иного конструктивного решения мы стремились удовлетворить следующим трем главным требованиям:

1. Достаточная прочность конструкции.
2. Минимальный вес.

⁴⁾ За время печатания настоящей статьи описываемая конструкция вагона подверглась некоторым изменениям, в частности значительно улучшена конструкция боковой фермы. По техническим причинам эти изменения в статье отразить не удалось.

3. Удобство изготовления.

Последнее требование в свою очередь разбивается на следующие:

а) Минимальное количество сортов проката металла.

б) Минимальное количество деталей на вагон.

в) Минимальное количество типов деталей (позиций) на вагон. Это требование отличается от предыдущего тем, что здесь имеется в виду максимальное количество одинаковых деталей.

г) Простейшие способы изготовления деталей. Во многих случаях изготовление деталей может быть упрощено применением штамповки. С другой стороны, нельзя забывать, что штамповка не является целью, а должна служить лишь средством облегчения конструкции, упрощения изготовления ее и т.д. Если применение штамповки не оправдывается этими соображениями, то надо стараться обходиться без нее.

д) Возможность изготовления в таком порядке: сборка и сварка линейных элементов, затем сборка и сварка из линейных плоскостных и, наконец, сборка всей пространственной конструкции вагона. Такой порядок позволяет максимально механизировать сборку и сварку и позволяет сваривать максимальное количество швов в удобном положении. При этом порядке количество операций на главной сборочной линии будет минимальным.

е) Минимальное количество сварных швов. Это последнее требование имеет целью не только упрощение изготовления, но также и уменьшение короблений конструкции при сварке.

Указанные выше три главные требования не являются равноценными. Требование достаточной прочности является обязательным и безусловным. Требования облегчения веса и упрощения изготовления являются желательными.

Во многих случаях требование облегчения веса находится в противоречии с требованием упрощения изготовления, причем облегчить конструкцию можно лишь несколько усложнив ее изготовление. Правильное решение можно принять только на основании калькуляции стоимости сравниваемых вариантов.

В таких калькуляциях обязательно надо учитывать не только экономию в стоимости вагона, но и экономию при последующей эксплуатации вагона благодаря сокращению бесполезных перевозок тары вагона.

Подсчет обычно показывает, что имеет смысл несколько усложнить изготовление, если это дает существенный эффект в экономии веса.

Грузоподъемность вагона. Для проектирования вагона необходимо задаться его грузоподъемностью.

Как указывалось в первой статье настоящего сборника, мы считаем целесообразным определить грузоподъемность не в виде круглой цифры 50 или 60 т, а назначать ее максимальной, исходя из допускаемого давления на ось.

Тара существующего вагона равна 22,5 т, из них основная несущая конструкция рамы и кузова (рассмотрением которой мы здесь ограничиваемся) весит около 6,5 т.

Предварительное проектирование показало, что ее можно облегчить примерно на 30%, или на 2,0 т при той же грузоподъемности, при повышении грузоподъемности облегчение веса уменьшается с 2,0 до 1,8 т.

Тара нашего вагона будет весить $22,5 - 1,8 = 20,7$ т. Максимальный допускаемый у нас вес вагона брутто равен $82,0 - 20,7 \cong 61$ т. Эта грузоподъемность и принята для последующих расчетов.

Следует поставить вопрос, имеет ли смысл для крытого вагона повышать грузоподъемность с 50 т до 61 т. Ведь для некоторых грузов ограничения ставит не грузоподъемность, а объем вагона.

Для ряда товаров (соль, цемент и др.) удается нагружать полностью 61 т. Наиболее остро стоит вопрос об использовании крытых вагонов под перевозки зерна.

Принято говорить, что объем существующих крытых вагонов рассчитан на перевозку 50 т. зерна. Однако при этом предполагается, что зерно грузится примерно до низа боковых люков. Из 83 м³ емкости вагона используется только 62,5 м³. Достаточно разрешить задачу о более полном использовании объема вагона и в нем можно будет перевозить примерно 65 т зерна.

Задачу эту разрешить, повидимому, можно. Для этого следует предусмотреть погрузочные люки в крыше вагона и грузить его сверху, а не сбоку. Кроме того, чтобы при нагрузке зерно выравнивалось по вагону, а не скопилось у люков, можно применить вибраторы, подобные тем, или даже именно те, которые применяются в строительном деле для укладки бетона. Эти вибраторы достаточно просты, приводятся в движение электричеством, и применение их существенных усложнений в работу элеваторов не внесет. Экономический же эффект от возможности грузить в каждый вагон на 20 % больше зерна, чем раньше, очевиден.

Ниже мы дадим в первых двух параграфах описание предлагаемой конструкции рамы и кузова, а затем изложим вкратце соображения, по которым приняты основные конструктивные решения. При этом будем придерживаться следующего порядка: сперва рассмотрим схему каждой плоской конструкции, составляющей вагон, затем типы сечений элементов и их размеры и, наконец, конструкции соединений элементов между собой.

§ 2. Описание предлагаемой конструкции рамы

На рис. 1 показана новая предлагаемая конструкция рамы, на рис. 2 показана рама, изготавливаемая в настоящее время. Схема рамы по сравнению с существующей оставлена без изменения. В конструкции узлов широко применено недоведение сварных швов до краев элементов (см. вторую статью этого сборника). Площади сечения почти всех элементов в большей или меньшей степени уменьшены по сравнению с существующим большегрузным вагоном.

Хребтовая балка. Этот элемент вагона составлен из четырех полос, сваренных между собой наружными валиковыми швами и образующих замкнутое сечение. Верхний пояс из одной полосы проходит на всю длину рамы. Полоса нижнего пояса прерывается, не доходя до шкворневой балки, и к ней стыковыми швами привариваются по концам уширенные фасонные листы, имеющие вырезы для установки фрикционных аппаратов автосцепки.

Хребтовая балка имеет по длине 8 диафрагм. Средние диафрагмы к поясам балки не привариваются, за исключением диафрагмы над пятниками, приваренными к нижнему поясу. В двух крайних диафрагмах через отверстие для установки фрикционного аппарата накладываются также и швы, соединяющие их с верхним поясом. Таким образом, хребтовая балка на протяжении между шкворневыми балками оказывается совершенно закрытой (кроме отверстий для шкворней).

Продольные боковые балки. Боковые балки, как и в существующем вагоне, сделаны из швеллеров специального проката, но меньшего номера. Эксцентричность крепления буферного бруса к боковой балке устранена путем расщепления крайней панели боковой балки на две ветви, из которых одна крепится к верхней, а другая к нижней ветви буферного бруса.

Буферные брусья. Каждый буферный брус составлен из двух ветвей № 20, расположенных так, что сечение открыто с торца вагона. Обе

ветви буферного бруса соединены между собой литыми стальными поддонами буферов, розеткой, стойками торцевой рамы и планками. Буферный брус проходит насквозь, не прерываясь в месте пересечения с хребтовой балкой.

Поперечные балки. Шкворневые балки имеют двутавровое сечение и состоят из двух половин, благодаря чему они могут собираться и свариваться независимо от хребтовой балки вагона.

Промежуточные поперечные балки сделаны из полос небольшого сечения. Для жесткости полосам, путем штамповки, придано омегаобразное сечение.

Дверные поперечные балки двутаврового сечения аналогично шкворневым составлены из двух половинок каждая.

Установка автосцепки. Автосцепка центрирована по хребтовой балке. Вылет ее на 100 мм меньше, чем в существующих вагонах. При этом размеры автосцепки оставлены без всяких изменений, а уменьшение вылета достигнуто путем смещения всей автосцепки на 100 мм по направлению к середине вагона. Конструкция розетки в связи с этим должна быть изменена.

Против фрикционного аппарата, в местах, подвергающихся вытиранию, на стенках хребтовой балки предусмотрены съемные накладки, укрепляемые на заклепках.

Буфера. Буфера устанавливаются на литых стальных поддонах. Вылет буфера уменьшен, для чего поддон устанавливается не на переднюю плоскость буферного бруса, а в середине его. Длина и конструкция буфера остаются без всяких изменений.

Пятники. Каждый пятник крепится восьмью заклепками, расположенными так, что дыры для них находятся на свесах нижнего листа хребтовой балки, что дает возможность производить клепку, не имея доступа внутрь хребтовой балки.

Узлы рамы. Сварное соединение осуществляется с применением нахлестки и валиковых швов. Два стыковых шва имеются только в нижнем поясе хребтовой балки. Сечение валиковых швов применяется пологое с неравными катетами. Длинный катет располагается вдоль напряженного элемента. Валиковые швы не доводятся до кромок элементов на 10—20 мм.

§ 3. Описание предлагаемой конструкции кузова

На рис. 3 показана новая конструкция кузова вагона. Для сравнения на рис. 4 представлена старая, изготавливаемая в настоящее время конструкция кузова.

Схема кузова. По сравнению с существующим вагоном схема кузова несколько изменена. В крайней панели боковых ферм вместо раскосов сделаны полураскосы. В следующей панели изменено направление раскосов.

В торцевой стенке выброшены раскосы. Таким образом, в торце мы имеем уже не ферму, как это было раньше, а трехпролетную раму.

Изменение в схеме крыши вагона состоит только в том, что стропила крыши сделаны прямолинейными, а не криволинейными, как это было в старой конструкции.

Верхний пояс боковой фермы запроектирован из неравнобокого уголка, большая полка которого расположена вертикально.

Все элементы решетки ферм составлены из уголков, за исключением дверных стоек вагона. Элементы решетки, кроме крайних полураскосов, точно центрированы в узлах.

Узлы ферм, там, где это оказалось возможным, спроектированы без косынок. В некоторых узлах косынки, однако, пришлось поставить.

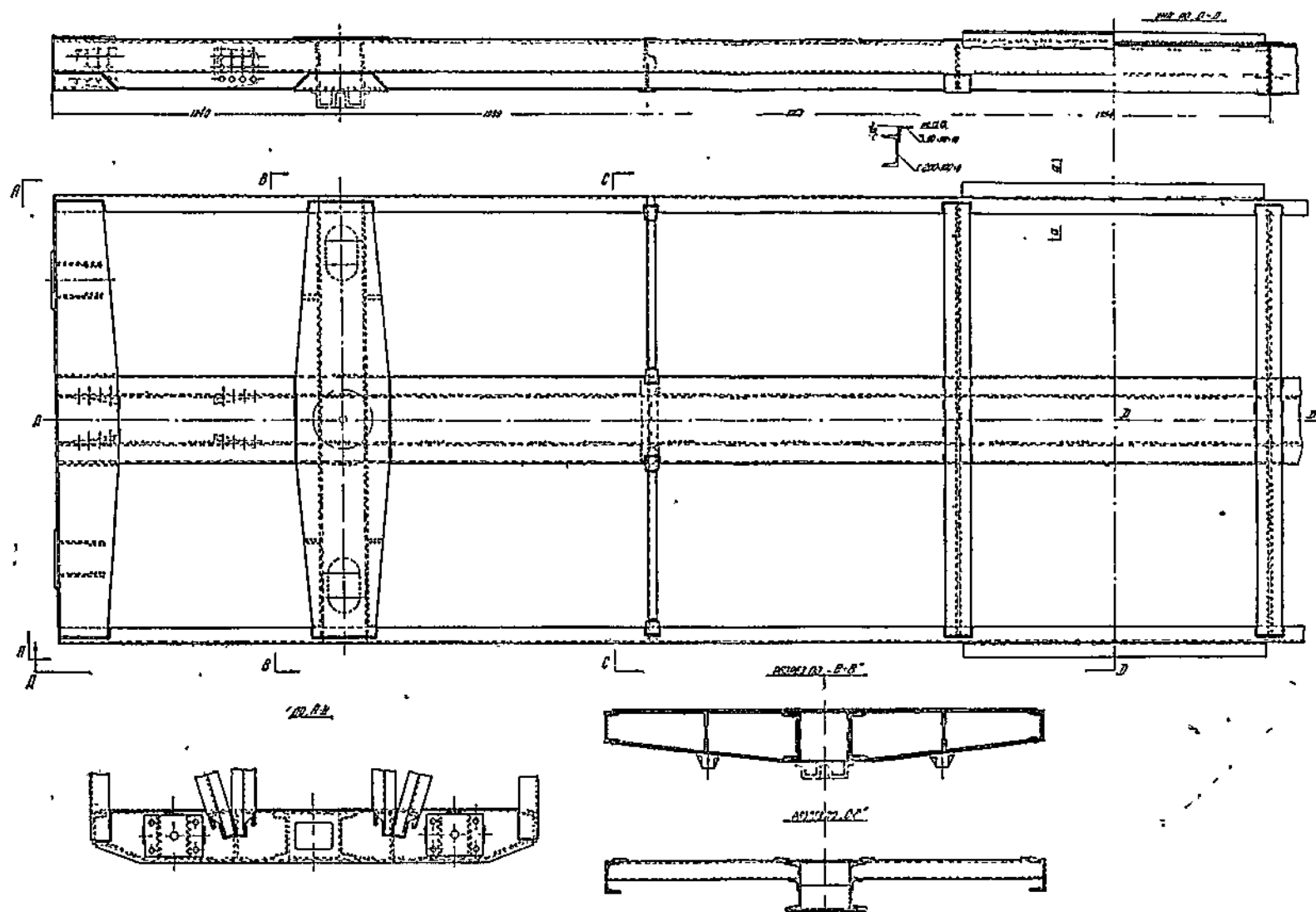


Рис. 2. Изготавливаемая в настоящее время конструкция рамы крытого вагона.

В сварных соединениях узлов предусмотрены пологие швы, не доведенные до кромок элементов. Большой катет шва направлен параллельно действию усилия.

Торцевые рамы вагона. Премежуточные штампованные стойки рамы приняты омегаобразного сечения. Крайние стойки торцевой фермы, являющиеся также крайними стойками боковых ферм, приняты из уголков. В местах прикрепления этих уголков к буферному брусу углы усилены косынками в плоскости торцевой рамы.

Верхние распорки. Этот элемент торцевой рамы, в отличие от существующей конструкции, соединяет в себе и фрамугу, и верхний пояс рамы. Распорка состоит из листа, отбортованного с верхней стороны для крепления кровли и уголка, расположенного сзади листа.

По середине листа распорки указан стыковой шов. Назначение его состоит в том, чтобы позволить более рационально раскраивать материал при изготовлении распорки. Распорка может изготавливаться также из одного куска.

Крыша вагона. Стропила крыши сделаны из прямолинейных уголков. Уклон кровли достигается путем скоса досок, поставленных на ребро и опирающихся на уголки. Уголки привариваются к верхнему поясу боковых ферм поодиночке. Предполагается, что деревянная конструкция крыши, состоящая из двух продольных боковых карнизных балок, пятнадцати поперечных досчатых ребер, сплошного настила под кровлю и самой кровли, будет собираться полностью на полу цеха, а затем будет поднята и установлена на металлическую конструкцию кузова. Ввиду малой жесткости такой деревянной конструкции подъем ее придется производить с помощью подъемной балки или рамы.

Чтобы осуществить такой процесс установки крыши, необходима большая точность сборки как металлической, так и деревянной конструкции. В случае массового производства нужная точность может быть обеспечена применением кондукторов.

§ 4. Схема рамы

Ввиду того, что схему рамы мы в конечном итоге не меняем, ограничимся лишь кратким обзором трех рассмотренных вопросов.

Усиление рамы раскосами. Следует рассмотреть вопрос о введении в схему рамы раскосов, которые уменьшали бы в элементах рамы дополнительные напряжения от одно-стороннего и косо́го буферного удара. Применение подобных раскосов встречается в конструкциях американских сварных вагонов ¹⁾, хотя условия работы их значительно легче, чем условия работы наших вагонов, ввиду отсутствия буферного удара. На рис. 5 показана схема рамы с силами, действующими на нее при косо́м буферном ударе. Располагая дополнительные раскосы, как показано пунктиром, мы разгружаем от изгиба только элементы крайней панели рамы. Элементы рамы, прилегающие к прямоугольникам, не имеющим раскосов, выиграют от постановки раскосов в крайних панелях сравнительно мало.

Таким образом, постановка отдельных раскосов не достигает полностью цели. Вместе с тем раскосы существенно увеличивают вес рамы.

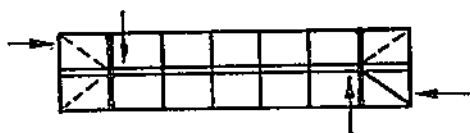


Рис. 5. Нагрузка на раму вагона при косо́м ударе.

¹⁾ Freight Car under Frames (The Ryan Car Co) J. of Am. Weld. Soc., 1938.

Для решения вопроса следовало бы рассчитать и сравнить по расходу металла несколько вариантов схемы рам раскосов и с разным расположением раскосов. Подобных расчетов мы, к сожалению, не имели возможности сделать.

Мы придерживаемся, вообще говоря, принципа концентрации материала в возможно меньшем количестве достаточно мощных элементов. Раскосы в горизонтальной раме не являются необходимыми элементами. Вместо того, чтобы распылять материал вагона на эти дополнительные элементы,

по всей вероятности, более целесообразно употребить его на усиление остальных безусловно необходимых элементов рамы. Из подобных соображений мы отказались от постановки раскосов в раме.

Размещение поперечных балок. Дверная поперечная балка служит опорой для хребтовой балки.

Эта опора, однако, является упругой. Испытания

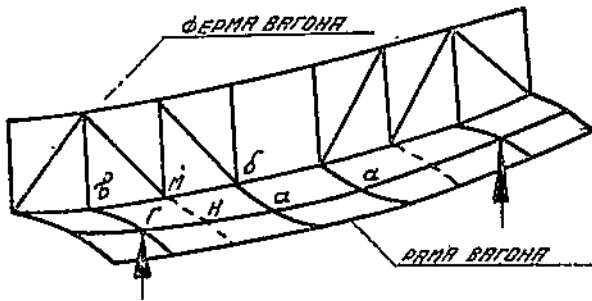


Рис. 6. Деформация рамы и кузова под нагрузкой.

крытого товарного вагона 1936 г. показали, что при проектной нагрузке в 50 т хребтовая балка в существующем вагоне прогибается в месте ее пересечения на 5 мм. Этот прогиб составляет на 20% из прогиба поперечной балки (участок а—б на рис. 6), на 60% из прогиба фермы (б—в) и на последние 20% из прогиба шкворневой балки (в—г). Осадка хребтовой балки в точке а примерно вдвое увеличивает напряжения в ней от изгиба по сравнению со случаем жестких опор.

Возникает вопрос, нельзя ли разгрузить хребтовую балку устройством поперечной несущей балки по линии м—н. Однако без всякого расчета нетрудно показать, что это не достигает цели. Действительно, при деформации узел в оказывается ниже узла г, а узел б оказывается выше узла а. Отсюда ясно, что в каком-то промежуточном сечении хребтовая балка и боковая ферма при деформации окажутся на одном уровне. Если промежуточная балка (м—н) попадает в это сечение, то она совершенно не будет работать. Если она в это сечение и не попадает, то во всяком случае она будет работать очень слабо. Таким образом, мы видим, что нет смысла вводить в схему рамы дополнительные несущие поперечные балки по линии м—н.

База вагона. Рассмотрим вопрос об увеличении базы вагона, т. е. расстояния между шкворневыми балками рамы вагона за счет консольных частей его. Как известно, в американских крытых товарных вагонах дается максимальная возможная база, большая, чем у нас. Это вызывается, повидимому, соображениями плавности хода вагона. Получающееся укорочение консольной части вагона явно неблагоприятно для работы рамы и кузова. Ввиду того, что нет обоснованных данных о выигрыше в плавности хода при увеличении базы, мы воздерживаемся от увеличения расстояния между шкворневыми балками вагона.

Таким образом, рассмотрев некоторые вопросы, касающиеся схемы рамы вагона, мы приходим к выводу, что существующая схема достаточно целесообразна, и нет надобности вносить в нее какие-либо изменения. Переходим к вопросу выбора рациональных типов сечения элементов рамы.

§ 5. Хребтовая балка

Применяемые типы сечений. В табл. 1 собраны типы и площади поперечных сечений хребтовых балок некоторых наших и американских вагонов. Таблица показывает, что довольно широко применяются сечения из двух швеллеров, иногда усиленные сверху листом.

В некоторых типах вагонов хребтовая балка имеет сечение из двух двутавров. В этом типе нет продольных швов вдоль всей длины хребтовой балки. Обе ветви балки в отдельных местах связываются между собой планками и диафрагмами.

В последних американских конструкциях крытых товарных вагонов сечение хребтовой балки делается из двух зетов. Такое сечение имеет только один непрерывный продольный шов.

Из данных, приведенных в табл. 1, мы видим, что в настоящее время хребтовые балки конструируются из профильного проката.

Таблица 1

№	Наименование вагона	Грузоподъем, т	Тип сечения хребтовой балки	Площадь сечения хреб. балки, см ²	Примечание
1	Крытый товарный	50	Два швеллера с верхним листом	157,6	Балка переменного сечения. Указано наибольшее.
2	Цистерна четырехосная	47	Тоже	164,6	
3	Гондола	60	Составное сечение из шести элементов	161,0	
4	Платформа	50	Два двутавра	268	
5	Цистерна двухосная, 25 м ³	24	Два швеллера	88,56	
6	Пассажирск., 25 м	—	Два швеллера с верхним листом	164,6	
7	Американский крытый, товарный (сварной)	45,5	Два зета	132,4	

Возможность уменьшения площади сечения хребтовой балки из профильного проката. Тип сечения хребтовой балки должен позволить конструировать ее с минимальным сечением и, следовательно, с минимальным весом. Насколько с этой точки зрения удовлетворительны сечения из профильного проката?

Нужно прежде всего отметить, что габарит сечения хребтовой балки строго ограничен. Внутренняя ширина и высота сечения должны позволять устанавливать внутри балки тяговый хомут и фрикционный аппарат автосцепки.

Согласно ОСТ 6452, высота от оси автосцепки до верхнего листа хребтовой балки должна быть не менее 155 мм. Чтобы в хребтовой балке при тяговом усилии или ударе не возникали дополнительные напряжения от изгиба, необходимо центрировать автосцепку по хребтовой балке. Из этого условия получается, что внутренняя высота хребтовой балки должна быть не менее 310 мм.

Имеется ряд вагонов, в которых хребтовая балка состоит из двух швеллеров высотой меньше 300 мм. В двухосной цистерне емкостью 25 м³ хребтовая балка состоит из двух швеллеров № 24. Хомут авто-

сцепки при этом выступает вверх, что возможно только в случае цистерн и невозможно в других вагонах. В пассажирских вагонах в таких случаях автосцепка выступает вниз, благодаря чему от эксцентриситета силы удара появляются дополнительные напряжения в хребтовой балке.

Внутренняя ширина хребтовых балок наших вагонов равна 327 ± 3 мм и не может быть уменьшена из-за размеров автосцепки.

Поскольку нельзя уменьшить габариты, то площадь хребтовой балки можно сократить главным образом за счет уменьшения толщины элементов, образующих хребтовую балку.

С этой точки зрения швеллер и особенно двутавр являются малораціональными типами сечения хребтовой балки. При прокате стенка та-

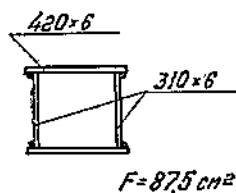


Рис. 7. Замкнутое сечение хребтовой балки из четырех полос.

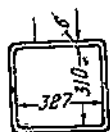


Рис. 8. Замкнутое сечение из корытообразных профилей.

ких профилей должна быть расположена параллельно оси валков прокатного стана. При этом обжатие полок может быть достигнуто только в том случае, если они будут иметь достаточно большой уклон, т. е. если они будут утолщаться от кромок по направлению к стенкам. Таким образом, в швеллерах и двутаврах по условиям проката полки

должны иметь значительную толщину.

Более рациональным является зетообразный профиль, применяемый в последнее время американцами для сварных рам крытых вагонов. При прокате зет располагается в прокатном стане так, что стенки его наклонны. Валки стана обжимают как стенку, так и полки зета.

Благодаря этому полки зета могут иметь параллельные грани и могут быть сделаны меньшей толщины. Однако имеются еще ограничения, связанные с короблением тонкого и поэтому мало жесткого профиля при остывании после проката.

Минимальное сечение из двух двутавров может быть составлено при применении № 33а. Площадь такого сечения равна $136,2 \text{ см}^2$. Сечение из двух швеллеров № 33а имеет площадь, равную $98,6 \text{ см}^2$. Сечение хребтовой балки из двух зетов имеет в разных типах американских вагонов разную площадь. Один из наиболее легких профилей зетов имеют вагоны, построенные для ж. д. Балтимора—Озеро Эри. Толщина стенок и верхних полок этих зетов равна 8 мм, а площадь сечения хребтовой балки равна 110 см^2 .

Приведенные цифры дают представление о нижнем пределе площади сечений хребтовой балки, составленных из прокатных профилей.

Наиболее рациональным профилем для сжатых элементов с тонкими стенками является, однако, замкнутое коробчатое сечение. В простейшем случае такое сечение составляется из четырех полос (см. рис. 7) или двух корытообразных профилей (см. рис. 8). Такое сечение отличается от сечения из двух зетов тем, что полки нижнего пояса повернуты друг к другу и соединены в один общий пояс. Благодаря такой дополнительной связи жесткость элемента как общая, так и, особенно, местная, больше, чем в открытом профиле из двух зетов.

Более сложным примером замкнутого сечения является хребтовая балка легковесного пассажирского вагона, построенная в США (см. рис. 9)¹⁾. Это сечение составляется из шести довольно сложных профилей, которые соединяются между собой точечной сваркой.

¹⁾ Ry. Mech. Eng., Apr., 1939.

Замкнутое сечение хребтовой балки. Возникает вопрос — какова может быть наименьшая толщина стенок в случае замкнутых сечений из обычной стали. Кроме прочности, здесь могут быть ограничения по соображениям устойчивости сжатых листов и по соображениям коррозии.

В существующем крытом вагоне верхний лист хребтовой балки делается толщиной 6 мм. Таким образом, практика вагоностроения считает допустимым по условиям коррозии применение в рабочих элементах толщин до 6 мм.

Надо, однако, иметь в виду, что в изготавливаемых сейчас вагонах листы толщиной 6 мм могут ржаветь с обеих сторон, т. е. по обеим поверхностям листа. В случае замкнутого сечения, если его закрыть герметически, что легко достигается при применении сварки, коррозия, будет происходить только с наружной стороны. С внутренней стороны, ввиду отсутствия доступа влаги и кислорода воздуха, значительного ржавления быть не может. Такую коррозию можно назвать односторонней. Таким образом, хотя замкнутое сечение изнутри и не может быть окрашиваемо, но в этом и нет особой надобности. Можно сделать вывод, что замкнутое сечение в отношении коррозии во всяком случае не хуже открытых сечений, применяемых в настоящее время.

Что же касается минимальной толщины стенок сжатых листов, (по соображениям устойчивости, то в этом отношении замкнутое коробчатое сечение является идеальным, так как кромки каждого элемента сечения зашпелены в местах взаимного соединения между собой.

Сравнение типов сечения. В табл. 2 сделано сравнение ряда типов сечения хребтовых балок. Приведены минимальные площади сечения, получающиеся по следующим конструктивным соображениям:

а) Эксцентриситет удара автосцепки не допускается. Исключение сделано для сечения из двух швеллеров с листом сверху, так как в этом случае эксцентриситет практически неизбежен.

б) Внутренний габарит сечения принят минимальный, допускаемый размерами автосцепки.

в) Минимальная толщина принята 6 мм.

г) Прокатные профили взяты по сортаменту.

Из таблицы можно сделать следующие выводы:

а) Сечение из двух двутавров нерационально, главным образом, из-за большого расхода металла.

б) Сечение из двух швеллеров нерационально, главным образом, потому, что для связи швеллеров требуется большое количество планок. Эти последние не только бесполезно увеличивают вес элемента, но и ослабляют его вибрационную прочность благодаря концентрации напряжения, создаваемой швами планок.

в) Сечение из двух швеллеров с верхним листом нерационально ввиду практически неизбежного эксцентриситета действия сил.

г) Сечение из двух зетов более рационально, чем предыдущие. Можно сказать, что оно рационально в своей верхней части, где оно закрыто.

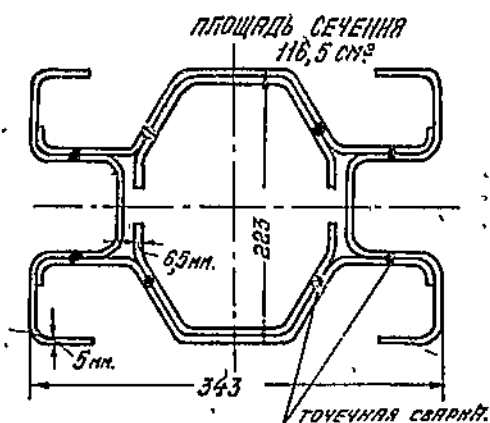


Рис. 9. Замкнутое сечение хребтовой балки американского пассажирского вагона.

Таблица 2

№	Тип сечения. Характеристика сечения					
1	Возможность утонения стенок	Ограничена по условиям коррозии	Ограничена по условиям проката	Ограничена по условиям проката	Ограничена по условиям проката	
2	Общая и местная жесткость сечения	Идеальная	Удовлетвор.	Удовлетвор.	Удовлетвор.	Удовлетвор.
3	Необходим в работающ. планках и концентрирование напряжений от планок	Нет	Есть	Есть	Есть	Есть
4	Эксцентриситет автосцепки	Нет	Нет	Есть	Нет	Нет
5	Коллч. продольн. сваршвов на всю длину балки	Четыре	Нет	Четыре	Нет	Один
6	Опасность коррозии	Коррозия односторонняя благодаря возможности герметич. закрыть большую часть хребтовой балки. Окрасить внутреннюю	Коррозия двухсторонняя. Везде можно окрасить	Коррозия двухсторонняя. Везде можно окрасить	Коррозия двухсторонняя. Везде можно окрасить	Коррозия двухсторонняя. Везде можно окрасить
7	Удобство заклад. frictionного аппарата	Нужно вырезать отверстие	Удобно	Удобно	Нужно вырубать полки	Удобно
8	Миним. площадь сечения по констр. соображ., см ²	87,5	98,6	122,6	126,2	110,0

и нерационально в своей нижней части, где оно открыто. В нижней части для связи между собой обеих ветвей необходимы планки, дающие лишний вес и вызывающие концентрацию напряжений.

д) Замкнутое коробчатое сечение из четырех листов, с точки зрения прочности при минимальном весе, является безусловно более рациональным. Достаточно рационально оно также с точки зрения коррозии. Хотя такое сечение нельзя внутри окрасить, но зато на протяжении между шкворневыми балками его можно герметически закрыть. При этом ввиду отсутствия доступа влаги и обмена воздуха коррозия с внутренней стороны сечения развиваться не будет. Таким образом, коррозия будет односторонней в отличие от всех других типов сечения, где она будет двухсторонней, но где можно окрасить обе поверхности.

Недостатки замкнутого сечения. Замкнутое сечение, однако, хуже других в отношении удобства изготовления. Некоторые вопросы рассмотрим подробнее.

а) *Устройство выреза для автосцепки.* Необходимо в концах балки предусмотреть возможность установки фрикционного аппарата автосцепки. Осуществить установку его спереди затруднительно. Приходится в замкнутом сечении делать вырез в нижнем поясе хребтовой балки. Этот вырез находится в части балки, работающей главным образом на растяжение. Действительно, удар сжатия автосцепки передается задним упорным угольникам и следовательно сжатой будет часть хребтовой балки, расположенная за задними упорными угольниками. Участок с вырезом может быть сжат только в том случае, когда удар придется по розетке автосцепки, т. е. когда значительная часть энергии удара уже будет поглощена фрикционным аппаратом и передана задним упорным угольникам.

При рывке паровоза имеющая вырез часть хребтовой балки растягивается, но сама величина растягивающей силы значительно меньше, чем при ударе автосцепки. Таким образом, распределение сил вдоль хребтовой балки позволяет немного ослабить ее в концевых панелях.

Чтобы иметь в грузежном вагоне доступ к фрикционному аппарату, вырез должен быть сделан в нижнем поясе балки. При этом центр тяжести сечения в месте выреза, если не компенсировать его, перемещается вверх. Возникает небольшой эксцентриситет при растяжении сечения. Вследствие эксцентриситета появляется дополнительный момент положительного знака. От внешней нагрузки это сечение работает на отрицательный момент. Дополнительный момент от эксцентриситета уменьшает напряжения от внешней нагрузки. Поэтому нет надобности добиваться полного устранения эксцентриситета, вызванного устройством в концах хребтовой балки выреза для автосцепки.

В предлагаемой конструкции рамы крытого вагона в месте выреза мы заменяем нижний пояс хребтовой балки специальным фасонным листом. При этом, однако, не добиваемся полной компенсации выреза.

Уширенный лист мы не прерываем в месте окончания выреза, а продолжаем его за шкворневую балку. Поэтому в этом узле появляется небольшой эксцентриситет другого знака. Дополнительные напряжения при ударе по автосцепке от этого эксцентриситета также оказываются другого знака, чем напряжения от внешней нагрузки. Следовательно, в этом случае эксцентриситет полезен. В случае рывка эксцентриситет вызывает неблагоприятные напряжения, но величина этих напряжений меньше, чем в случае удара.

б) *Сборка хребтовой балки.* Сборка замкнутого сечения, конечно, несколько сложнее, чем сборка открытого сечения. Сборка облегчается тем, что в балке имеется восемь диафрагм, благодаря которым сперва можно собрать и закрепить открытое сечение из трех листов, приварить

диафрагмы, а затем уже устанавливать четвертый лист, к которому диафрагмы не привариваются. Такой порядок сборки, как известно, применяется для шкворневых балок, которые в большинстве наших вагонов делаются замкнутого сечения.

Сборка балки будет производиться в кондукторе, поэтому она не будет намного сложнее сборки хребтовых балок обычного типа. Сложнее будет лишь конструкция кондуктора.

в) *Количество сварных швов.* В замкнутом сечении из четырех полос необходимы четыре продольных шва. В этом отношении такое сечение, однако, лишь немногим хуже применяемого в настоящее время, которое также имеет четыре шва, из которых два сплошные, а два шпоночные. В отношении коробления предлагаемое сечение лучше применяемого сейчас, так как швы расположены симметрично относительно центра тяжести сечения, и поэтому коробление после наложения всех четырех швов будет минимальным.

В хребтовой балке из двух двутавров можно было бы обойтись без продольных швов. Простой подсчет, однако, показывает, что стоимость четырех швов небольшого сечения незначительна по сравнению со стоимостью лишнего металла, который пошел бы в случае применения для хребтовой балки двутавров. Поскольку сечение из двутавров для крытого вагона применения не находит, то более подробно на этом вопросе останавливаться не будем.

г) *Возможность применения универсального железа без строжки кромок.* Универсальное железо, выпускаемое с завода, имеет, как правило, „серпообразную“ форму. В США допускается стрелка в 2 мм на 1000 мм длины¹⁾. У нас требуется, чтобы стрелка была не более 1 мм на 1000 мм.

Последняя норма, однако, не выдерживается. Серпообразность правится пропусканием железа через вальцы с полоской, проложенной вдоль вогнутой стороны.

Для поясов хребтовой балки строжка безусловно не нужна, так же, как она не делается сейчас для верхнего листа хребтовой балки.

Вопрос о том, можно ли обойтись без строжки и для стенок балки должен быть еще решен. При этом надо будет учесть, что местных неровностей кромок можно не бояться, так как в универсальном железе кромки достаточно гладки.

Что же касается серпообразности, то она должна быть выправлена на вальцах.

Площадь замкнутого сечения. В табл. 2 мы указали, что конструктивные соображения позволяют замкнутому профилю из четырех полос дать меньшее сечение, чем в случае применения профильной стали. Возникает вопрос — позволяют ли соображения прочности столь сильно уменьшить сечение?

Известно, что наши нормы, подражая американским, предписывают для сечения хребтовой балки минимальную площадь 150 см^2 для открытых и 140 см^2 для закрытых вагонов. Сам метод такого введения предельных норм площади сечения принципиально неверен. Из следующего примера видно, что численная норма $140\text{—}150 \text{ см}^2$ сомнительна.

На наших дорогах имеется значительное количество двухосных цистерн емкостью 25 м^3 с хребтовой балкой сечением $88,56 \text{ см}^2$. Несколько лет тому назад часть этих цистерн была оборудована автосцепкой. Несмотря на то, что сечение хребтовой балки почти вдвое меньше требуемого по нормам, хребтовые балки этих вагонов ведут себя удовлетворительно.

¹⁾ Hool and Kinne, Steel and Timber Structures, p. 521.

Необходимо, конечно, учитывать, что буфера, имеющиеся на этих цистернах, как и на других наших вагонах, несколько разгружают хребтовую балку, передавая часть удара на боковые балки. Однако сила сжатия буфера (8,5 т) до полной осадки не велика по сравнению с силой удара по автосцепке и буферам (80 т). Поэтому буфера, имеющиеся в 25-тонной цистерне, в пределах своей упругой работы мало разгружают хребтовую балку. Кроме того, только часть силы с буферов передается на боковые балки, а часть на хребтовую балку.

Что же касается излишка удара, который не поглощается упругой работой буферов и трением во фрикционном аппарате, то он может передаться либо только на автосцепку, либо только на буфера. Действительно, допуски на сборку таковы, что может получиться и, вероятно, получается и тот и другой случай.

Учитывая все сказанное, мы видим, что наличие буферов не разгружает существенно хребтовую балку 25-тонных цистерн. Тот факт, что хребтовые балки этих цистерн служат удовлетворительно, конечно, еще недостаточен для доказательства завышенности норм, требующих площади сечения 140—150 см², но во всяком случае он подкрепляет сомнения в этих нормах.

Сказанному не противоречит факт частых трещин в хребтовых балках 50 т цистерн в основном металле возле шва, происходящих несмотря на то, что площадь этих хребтовых балок почти вдвое больше, чем 25-тонных цистерн.

Этот факт нельзя связать с большой грузоподъемностью 50-тонных цистерн, так как в цистернах хребтовые балки почти не работают на вертикальную нагрузку. Исследование Института электросварки показало, что здесь дело в плохом качестве томассовского металла этих балок, т. е. в низкой ударной вязкости и плохой свариваемости. Таким образом, отрицательный опыт с 50-тонными цистернами и другими вагонами не говорит о правильности нормы 140—150 см² или о необходимости повышения этой нормы.

Необходимо подчеркнуть, что, уменьшая площадь сечения хребтовой балки, мы не понижаем ее прочности, так как одновременно мы усовершенствуем конструкцию балки и ее узлов.

Авария хребтовой балки может произойти либо в виде деформации ее (в частности вследствие потери устойчивости), либо в виде образования трещин вследствие больших напряжений. Против первого мы боремся путем устройства сечения в виде замкнутой коробки, путем устройства сменных накладок на стенках хребтовой балки под упорными угольниками, путем объединения задних упорных угольников и др. С трещинами мы боремся путем устранения эксцентриситета автосцепки в одних местах и допущения его в выгодном направлении в других местах, путем применения пологих швов с неравными катетами и т. д.

Таким образом, уменьшая площадь хребтовой балки, мы одновременно увеличиваем прочность каждого квадратного сантиметра этой площади, т. е. как бы увеличиваем удельную прочность сечения.

Из сказанного вытекает, что балка из Ст.-3 может быть запроектирована с площадью сечения меньше 140—150 см², причем она будет иметь ту же прочность, что и балка существующего сечения с площадью 140—150 см².

В данном случае увеличение прочности не сопровождается увеличением веса.

Для ориентировочного расчета хребтовой балки воспользуемся результатами испытаний крытого вагона грузоподъемностью 50 т в 1936 г.¹⁾

¹⁾ См. сборник: Транспортное машиностроение, № 4, 1936, П. Г. Проскурнев, Г. М. Боркунский, Э. М. Ткачевский, Испытание большегрузного вагона.

При испытании получены напряжения от нагрузки 50 т. Нужно учесть, что у нас нагрузка равна 61 т. Кроме того, собственный вес рамы и кузова равен 12,5 т. Динамический коэффициент, согласно нашей статьи в этом сборнике (Вибрационная нагрузка вагонов...), принимаем равным 1,35. Учитывая все эти поправки, полученные из этих испытаний, усилия нужно множить на коэффициент:

$$K_1 = \frac{61 + 12,5}{50} = 1,47$$

С учетом динамического коэффициента

$$K_2 = 1,47 \times 1,35 = 1,98$$

Сечение хребтовой балки испытанного вагона состоит из двух швеллеров $300 \times 100 \times 11$ и верхнего листа 550×6 . При испытании такого вагона статической нагрузкой максимальные напряжения обнаружены в сечении хребтовой балки возле шкворневой со стороны середины вагона.

При нагрузке 50 т были получены в крайних кромках верхнего пояса этого сечения напряжения +286 и +237 кг. Напряжения в кромках нижнего пояса того же сечения оказались равными —343 и —477 кг/см². Подсчитаем величину изгибающего момента по средней величине напряжения в верхнем поясе. Момент сопротивления по верхнему волокну верхнего пояса равен 1840 см³. Изгибающий момент равен:

$$M_1 = \frac{286 + 237}{2} \cdot 1840 \cong 481000 \text{ кг.см.}$$

Момент сопротивления по крайнему волокну нижнего пояса равен 1254 см³. Изгибающий момент равен:

$$M_2 = \frac{343 + 477}{2} \cdot 1254 \cong 515000 \text{ кг.см.}$$

За действительную величину изгибающего момента примем среднее из двух найденных величин

$$M = \frac{481000 + 515000}{2} \cong 498000 \text{ кг.см.}$$

Сделаем допущение, что в случае замены существующего сечения хребтовой балки замкнутым коробчатым величина изгибающего момента в наиболее напряженном сечении останется та же. Примем замкнутое сечение из поясов 420×6 и стенок 310×8 . Момент сопротивления такого сечения равен 1326 см³. Площадь сечения равна 99,8 см².

Делаем проверку на усталость, учитывая динамический коэффициент и принимая допускаемые напряжения равными 1030 кг/см² (см. вторую статью этого сборника)

$$\sigma = \frac{498000 \cdot 1,98}{1052} = 938 < 1030 \text{ кг/см}^2.$$

Кроме того, надо сделать проверку на совместное действие вертикальной нагрузки и продольного удара. Допускаемые напряжения для этого случая равны 1650 кг/см² (см. статью проф. Горбунова в этом сборнике). Динамический коэффициент для вертикальной нагрузки не учитываем. С другой стороны, надо учесть продольный изгиб.

Свободную длину следует принять равной расстоянию между поперечными балками. Действительно, в вертикальной плоскости жесткость поперечных балок весьма значительна, и своими концами они опираются на узлы боковых ферм, которые можно считать весьма жесткими опорами. В горизонтальном направлении рама вагона не дает возможности хребтовой балке выпучиться на длине большей, чем расстояние между поперечными балками.

Момент инерции нашего замкнутого сечения относительно горизонтальной оси равен около 14000 см^4 . Радиус инерции равен $12,5 \text{ см}$. При расстоянии между дверной и шкворневой балками 400 см гибкость хребтовой балки равна:

$$\frac{l}{i} = \frac{400}{12,5} = 32$$

Примерно такова же гибкость и в вертикальной плоскости. Коэффициент продольного изгиба для балки из Ст.-3 при $\frac{l}{i} = 32,0$ равен $0,98$.

Величину продольного удара принимаем равной 80 м . Получаем напряжения в хребтовой балке:

$$\sigma = \frac{80000}{99,8 \cdot 0,98} + \frac{498000 \cdot 1,47}{1052} = 1515 \text{ кг/см}^2 < 1650 \text{ кг/см}^2.$$

Таким образом, ориентировочный подсчет показывает, что прочность и общая устойчивость хребтовой балки достаточны. Это обстоятельство должно быть проверено испытанием опытного вагона.

§ 6. Боковые продольные балки

На рис. 10 представлен существующий тип сечения боковой балки. К боковой балке предъявляются следующие конструктивные требования:

- возможность опереть край пологого настила на боковую балку;
- возможность установки уплотняющего (плинтусного) угольника.

В существующей конструкции, как показано на рис. 10, боковая обшивка пропускается насквозь, а пологовый настил прерывается при встрече с обшивкой. Чтобы иметь возможность прикрепить уголок, полка швеллера делается уширенной до 100 мм в специальном швеллере, вместо 75 мм в нормальном швеллере № 20.

Можно было бы обойтись меньшей величиной полки, если бы пропускать насквозь пологовый настил и прерывать при встрече с ним боковую обшивку, как это показано на рис. 11. При этом, од-

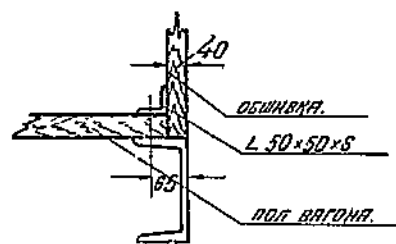


Рис. 10. Сечение боковой балки в вагоне, изготовляемом в настоящее время.

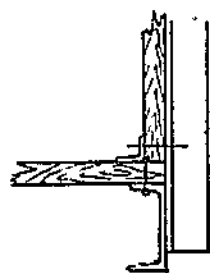


Рис. 11. Боковая балка из стандартного швеллера.

нако, пришлось бы отдельно болтами крепить доски пола к боковой балке и отдельно уплотняющий уголок к элементам решетки фермы. Кроме того, торцы досок пола были бы открыты, что нежелательно ввиду легкого впитывания влаги через них, в результате чего доски здесь подвергались бы ускоренному загниванию и разрушению.

Рассмотрим ряд других возможных типов сечений боковой балки. Сечение из прокатного зета (см. рис. 12) имеет то достоинство, что можно значительно уменьшить эксцентриситет прикрепления решетки боковых ферм к поясу фермы. Действительно, центр тяжести зета расположен по оси его стенки, тогда как в швеллере он смещен в сторону полок.

Однако, дополнительные напряжения, которые могут быть вызваны этой эксцентricностью прикрепления, повидимому, не достигают значительной величины ни в элементах решетки, ни в нижнем поясе фермы (см. данные статического испытания крытого вагона¹⁾). Вместе с тем зетобразное сечение при изгибе от нагрузки, передаваемой половым настилом, испытывает небольшие дополнительные напряжения от косо́го изгиба.

Вообще можно считать сечение из зета приблизительно равноценным сечению из швеллера. Поэтому нет смысла заменять сечение из швеллера сечением из зета.

На рис. 13 представлено сечение из уголка. Такое сечение употребляется для нижнего пояса фермы в новых сварных конструкциях американских крытых вагонов. У нас такое сечение применяется для нижнего пояса боковой фермы гондолы, где ставится неравнобокий уголок $150 \times 100 \times 12$. Сечение из уголка удобно.



Рис. 14. Варианты сечения боковой балки.

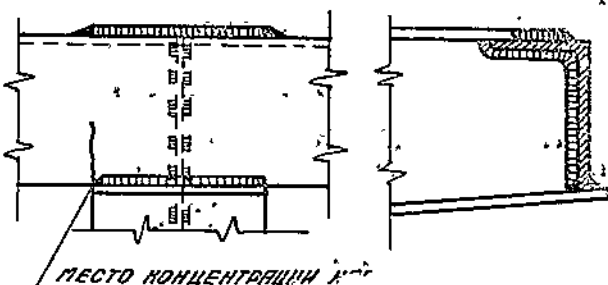


Рис. 15. Конструкция узла в случае боковой балки из уголка.

тем, что оно конструктивно позволяет иметь небольшую площадь сечения.

Составные сечения замкнутого типа (см. рис. 14) нерациональны для таких маломощных элементов, как боковая балка. Сварные швы вызывают значительные коробления элементов вследствие их малой жесткости. Они также вызывают значительное удорожание изготовления этих элементов, так как отношение веса швов к весу самого элемента будет значительно большим, чем в случае мощных сечений.

Область применения замкнутых коробчатых сечений — это мощные элементы, как, например, хребтовая балка вагонов. Таким образом, для боковой балки нужно выбирать между швеллером и уголком.

В отличие от гондолы, нижний пояс фермы крытого вагона испытывает местный изгиб и работает поэтому в немного худших условиях.

В случае уголка трудно осуществить конструкцию прикрепления нижнего пояса шкворневых и поперечных балок так, чтобы не вызывать

¹⁾ Транспортное машиностроение, № 4, 1936.

в уголке значительной концентрации напряжений (см. рис. 15). Из-за этого последнего обстоятельства мы главным образом и отказались от уголка. Если удастся найти удачную конструкцию узла пересечения с поперечными балками, то будет иметь смысл применять уголок.

Пока что мы оставили сечение боковой балки из швеллера. Имея в виду уменьшить площадь сечения, мы вместо швеллера специального проката размером $200 \times 100 \times 8$, который сейчас применяется, принимаем швеллеры размером $180 \times 90 \times 7,5$.

§ 7. Буферный брус

Сравнение типов сечения. Этот элемент вагона работает главным образом на изгиб в горизонтальной плоскости под действием ударов буферов. Во много раз меньшую величину имеют вертикальные силы, возникающие вследствие неодинакового прогиба конца хребтовой балки и концов продольных ферм вагона.

По характеру нагрузок следовало бы запроектировать буферный брус в виде двутавра с горизонтально расположенной стенкой. Однако конструкция самого буфера и другие конструктивные соображения требуют, чтобы буферный брус был двухстенчатого сечения.

В табл. 3 сделано сравнение ряда типов сечения буферного бруса. В первом столбце помещено сечение из двух швеллеров, обращенных полками в разные стороны. Такое сечение дает весьма большое отношение момента сопротивления к площади, т. е. оно весьма экономично в отношении расхода металла. Возникает, однако, конструктивная трудность в устройстве пологого настила вагона. Выступающая полка швеллера будет не только пересекать пол, но и будет выступать выше пола вагона. Из-за этого приходится отказаться от подобного устройства буферного бруса.

Во втором столбце представлен буферный брус из двух швеллеров, обращенных полками навстречу друг к другу. Этот вариант имеет тот конструктивный недостаток, что при швеллерах, имеющихся в сорimente, дыры крепления буферного стакана существующего типа попадают на кромки полок. Менять разбивку этих дыр представляется нежелательным, так как этим нарушался бы принцип взаимозаменяемости съемных деталей.

Однако при широкополых швеллерах $200 \times 100 \times 8$, которые специально прокатываются для крытых вагонов, это соображение отпадает. Как показано на рис. 16, дыры в этом случае размещаются удовлетворительно.

Конструктивным недостатком рассматриваемого сечения является также трудность приварки диафрагмы между обеими ветвями буферного бруса.

В третьем столбце приведен тип сечения буферного бруса из двух зетов. В этом типе отпадают конструктивные трудности, возникающие в предыдущих вариантах.

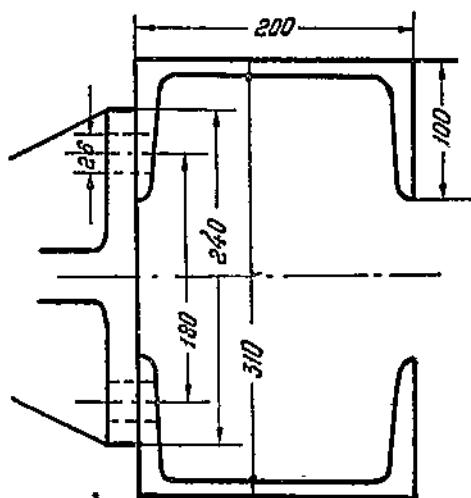


Рис. 16. Крепление буферного бруса при сечении буферного бруса из двух швеллеров.

Таблица 3

№	Тип сечения. Характер сечения					
1	Рациональность сечения в отношении восприятия нагрузок	Рационально	Рационально	Рационально	Нерационально	Нерационально
2	Отношение меньшего мо- мента сопротивления к площади сечения	$\frac{578,4}{85,46} = 6,77$	$\frac{578,4}{85,46} = 6,77$	$\frac{578,4}{85,46} = 6,77$	$\frac{570}{102,1} = 5,58$	
3	Необходимость штамповки	Не нужна	Не нужна	Не нужна	Не нужна	Нужна
4	Количество продольных швов	Нет	Нет	Нет	Два	Нет
5	Конструктивные недо- статки	Выступающая полка верхнего швеллера мешает устройству пола	Полки швеллеров затрудняют разме- щение дыр буфер- ного стакана	—	—	Отбортовка перх- ней полки бу- ферного бруса мешает устрой- ству пола

В четвертом столбце приведено сечение буферного бруса, применяемое на существующих большегрузных вагонах. Рассматривая буферный брус как балку, работающую в горизонтальной плоскости, мы видим нерациональность принятого сечения, ибо центр тяжести принятого сечения смещен в сторону передней стенки буферного бруса. Поэтому материал стенки не используется, а свободные кромки поясов перенапряжены. Этим объясняется сравнительно малая величина отношения момента сопротивления к площади сечения. В последнем столбце таблицы собраны данные, характеризующие сечение буферного бруса из штампованного швеллера с отбортовкой, усиливающей свободные кромки. Такое сечение в отношении прочности несколько лучше предыдущего. Однако отбортовка верхнего пояса мешает устройству пола вагона.

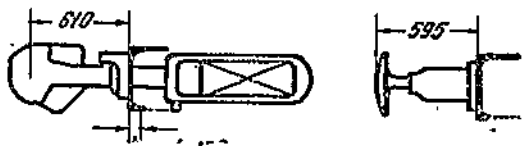


Рис. 17. Установка автосцепки при обычной конструкции буферного бруса.

При выборе более экономичного сечения для изгибаемого элемента следует руководствоваться отношением момента сопротивления к площади сечения. Как мы видим из табл. 3, первые три типа сечений значительно экономичнее четвертого, применяемого в настоящее время типа сечения. Из этих трех останавливаемся на сечении из зетов, так как

швеллеры не могут быть приняты по указанным выше конструктивным соображениям (за исключением швеллеров специального проката с широкими полками).



Рис. 18. Установка автосцепки при сечении буферного бруса из двух зетов.

Имеется, однако, еще одно соображение, по которому мы приняли сечение буферного бруса

из двух зетов. Устройство нашей автосцепки таково, что ширину нижнего пояса буферного бруса в месте расположения автосцепки приходится делать равной не более 100 мм (см. рис. 17). Это усложняет и ослабляет конструкцию буферного бруса. Чтобы избавиться от этой неудачной конструкции, можно уменьшить до 510 мм вылет автосцепки относительно буферного бруса, равный сейчас 610 мм. При этом вся автосцепка переместится вглубь вагона на 100 мм без всяких изменений в своей конструкции.

Необходимо будет лишь изменить конструкцию ударной розетки. Новая розетка должна вкладываться в середину буферного бруса и прикрепляться к горизонтальным стенкам зетов. Из буферного бруса должна выступать только та часть розетки, которая несет центрирующее устройство (см. рис. 18).

Аналогичное положение мы имеем и с буферами. Для того, чтобы не менять существующую длину буферов, необходимо их углубить на 100 мм в буферный брус. Для буферов в буферном брус устанавливаются литые стальные поддоны, укрепляемые к буферному брусу заклепками.

Очевидно, что указанные выше переделки можно осуществить только в том случае, если сечение буферного бруса будет состоять из двух зетов и будет открытым спереди.

Уменьшение вылета автосцепки и буферов дает два основных преимущества:

а) Улучшается и упрощается ответственный узел пересечения буферного бруса с хребтовой балкой.

б) Сокращается на 20 см промежутки между вагонами. Благодаря этому уменьшается на 1,5% длина поезда при том же количестве вагонов. Таким образом, по условиям длины состава можно добавить один лиш- ний вагон к обычному товарному поезду.

При подборе сечения буферного бруса из двух зетов будем исходить из того, чтобы момент сопротивления был не меньше меньшего момента сопротивления существующего бруса. Его моменты сопротивления, если не учитывать поддона, равны 990 и 570 см³. Момент сопротивления двух стандартных зетов № 20 равен 508 см³. Незначительным уменьшением момента сопротивления можно пренебречь и для буферного бруса при- нять два зета № 20.

Еще более целесообразно было бы принять специальный профиль зета большей высоты и с более тонкими стенками. Однако, чтобы не усложнять сортамент для изготовления вагона, мы приняли стандартный зет № 20.

§ 8. Поперечные балки вагона

Шкворневые балки. В табл. 4 сделано сравнение типов сечения шкворневой балки. Шкворневая балка работает на поперечный изгиб. Наибо- лее экономичным и общепринятым в таких случаях является сечение в виде двутавра, показанное в первом столбце таблицы.

Однако во всех наших большегрузных вагонах, кроме гондолы, шквор- невая балка имеет замкнутое коробчатое сечение, представленное во вто- ром столбце таблицы. Это сечение отличается от предыдущего тем, что здесь имеются две стенки, отчего сечение значительно утяжеляется.

Таблица 4

№	Тип сечения. Характеристика сечения				
1	Расход металла на сечение	Минимал- ный	Повышен- ный благо- даря двум стенкам	Повышен- ный благо- даря двум стенкам	Повышен- ный благо- даря двум стенкам
2	Количество про- должных швов	4	4	2	2
3	Необходимость штамповки	Нет	Нет	Нужна	Нужна

В третьем и четвертом столбце приведены сечения шкворневых балок, принятые в последнее время в практике американского вагоностроения. Более употребительно сечение, представленное в третьем столбце. Такая шкворневая балка собирается и сваривается из четырех отштампованных в горячем состоянии деталей. Сечение, показанное в четвертом столбце, отличается от предыдущего тем, что нижняя штамповка сделана более высокой, что позволило заменить верхнюю деталь плоским листом.

Сравнение нужно сделать прежде всего между первым типом сечения и остальными тремя. Вопрос состоит в том, нужны ли две стенки в шквор- невой балке.

Напряжения в шкворневой балке, измеренные при статической на- грузке и при движении вагона, невелики (см. рис. 19). Горизонтальный изгиб и кручение безусловно вызывают дополнительные напряжения, но

неизвестно, оправдывается ли этим применение замкнутого сечения. Не имея оснований для применения замкнутого сечения, мы остановились для опытного вагона на двутавровом сечении шкворневой балки с тем, что этот вопрос будет дополнительно обследован при испытании вагона.

Ввиду весьма сложного характера работы шкворневой балки при испытании опытного вагона придется уделить этому элементу особое внимание с тем, чтобы окончательно установить размеры его сечения.

Промежуточные поперечные балки. Эти элементы вагона в сущности не являются балками, так как они не несут нагрузки, которая изгибала бы их. Действительно, половой настил располагается поперек вагона и параллельно балкам и передает нагрузку непосредственно на хребтовую и боковые балки.

Промежуточные поперечные балки являются связями, которые удерживают соответствующие узлы нижнего пояса боковых ферм от изгиба из своей плоскости. Хотя пояс фермы в этих узлах растянут, однако, он испытывает некоторый горизонтальный изгиб от распора сыпучего груза. Поэтому наличие такой связи является весьма полезным, и сама связь будет работать на небольшую растягивающую силу. Не имеет смысла увеличение жесткости промежуточной поперечной балки.

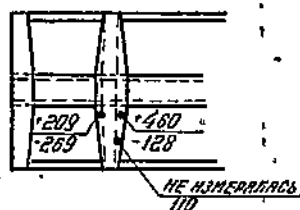
В существующем крытом вагоне промежуточная балка делается из швеллера № 12. Учитывая, что этот элемент является связью и испытывает лишь незначительные растягивающие усилия, считаем, что можно сделать его из одного минимального уголка или из штампованного сечения (см. рис. 20). Останавливаемся на последнем, ибо прикрепление его к хребтовым и боковым балкам более конструктивно, чем уголка.

Поперечные дверные балки. Назначение этих балок — поддерживать хребтовую балку, передавая с нее нагрузку на более жесткие боковые фермы. Таким образом, эти поперечные балки работают на поперечный изгиб. Рационально в таком случае применять двутавровое сечение, как это и делается в существующем вагоне.

Оставляя двутавровое сечение, мы, однако, считаем возможным облегчить его ввиду незначительности напряжений. Уменьшать высоту балок не следует, так как они должны обладать максимальной жесткостью. Можно сделать вырезы в стенке с тем, чтобы удалить излишний материал и облегчить балку, не уменьшая существенно ее момента инерции и, следовательно, ее жесткости.

Подобное облегчение стенок балок широко применяется в судостроении и авиастроении. Вполне уместно воспользоваться этим рациональным приемом и в вагоностроении. При применении штамповки эти отверстия на каждой детали могут быть сделаны очень быстро за один прием.

Таким образом, мы принимаем поперечную балку двутаврового сечения с суженными поясами и с вырезами стенки.



УСЛОВИЕ ДВОИНАЖЕНИЕ:

460 НАПРЯЖЕНИЕ В ВЕРХНЕМ ПОЯСЕ кг/см^2
128 НАПРЯЖЕНИЕ В НИЖНЕМ ПОЯСЕ кг/см^2
ОТ НАГРУЗКИ 50 т.

Рис. 19. Напряжения в шкворневой балке от нагрузки 50 т.



Рис. 20.
Сечение промежуточной балки.

§ 9. Узлы рамы

Рассмотрим некоторые соображения, касающиеся важнейших узлов рамы.

Пересечение хребтовой и шкворневой балок. Ссылаясь на наши опыты, изложенные в помещенной в этом сборнике статье, мы, как и в существующей конструкции, применяем угловые (валиковые) швы

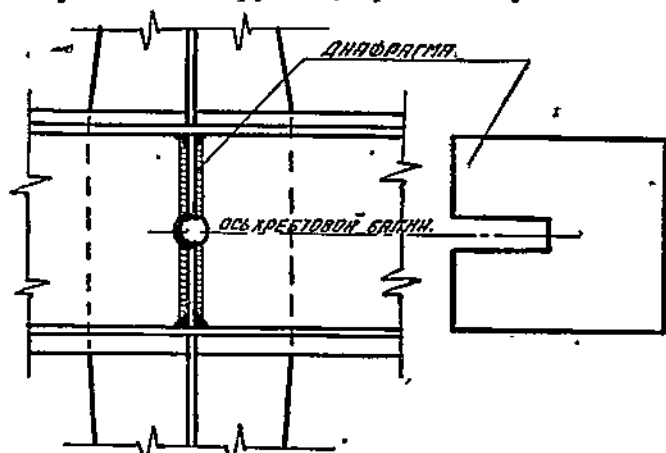


Рис. 21. Устройство диафрагмы с вырезом.

в пересечении балок. Для удобства изготовления мы делаем шкворневую балку из двух половинок. Благодаря этому можно изготовлять шкворневую балку отдельно в виде двух линейных элементов, а на раме сваривать только узловые швы. В изготавливаемых сейчас конструкциях приходится собирать и сваривать шкворневые балки непосредственно в раме вагона.

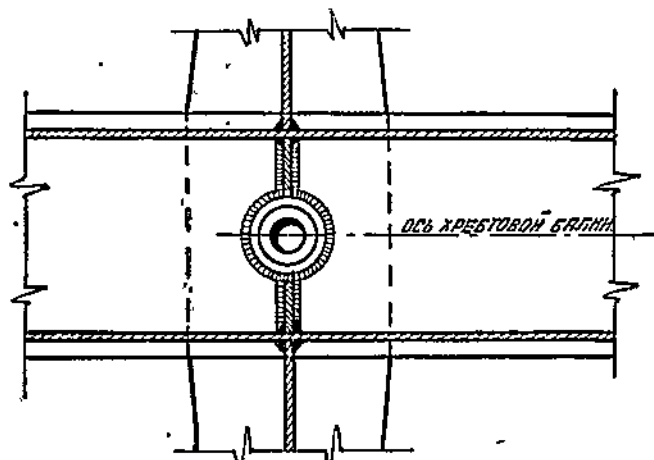


Рис. 22. Вариант диафрагмы с трубкой.

Для уменьшения концентрации напряжений мы применяем две меры:

а) Против местной концентрации мы применяем пологое сечение швов, т. е. даем им неравные катеты, с отношением горизонтального катета к вертикальному, равным 2:1. Зачистку места перехода от шва к основному металлу мы не предусматриваем (за исключением потолочных монтажных швов).

б) Чтобы уменьшить макроконцентрацию напряжений, мы не доводим швы до кромок поясов обеих балок.

Некоторые трудности в рассматриваемом узле представляет устройство диафрагм и крепление пятника. Если поставить одну диафрагму

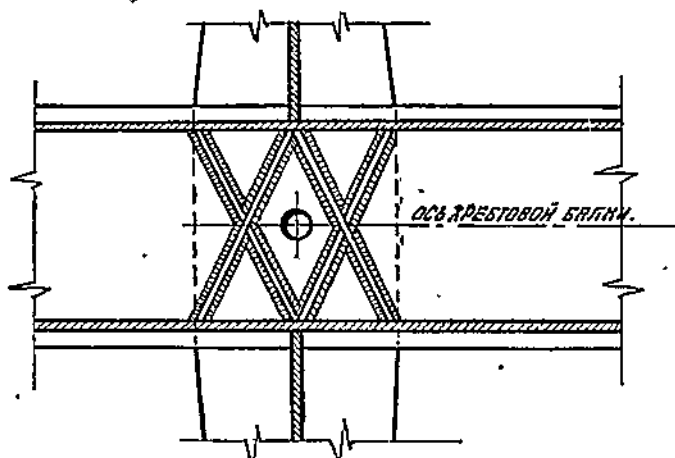


Рис. 23. Вариант накрест расположенных диафрагм.

против стенок шкворневой балки, то вследствие необходимости пропускать всередину шкворень, диафрагму придется ослабить вырезом, как это показано на рис. 21. Благодаря вырезу нельзя герметически закрыть среднюю часть хребтовой балки.

На рис. 22 представлен вариант диафрагмы с трубкой в средней части, а на рис. 23 с накрест расположенными диафрагмами. Из-за конструктивной сложности пришлось отказаться от этих вариантов и устроить две рядом расположенные диафрагмы (см. рис. 24). При этом приходится мириться с тем, что стенка хребтовой балки будет испытывать местный изгиб от несовпадения стенок шкворневой балки и диафрагм.

Так как при прикреплении пятника изнутри хребтовой балки, ввиду ее замкнутого сечения, нельзя заложить заклепки, то дыры для крепления пятника располагаем снаружи хребтовой балки (см. рис. 24). Подобное расположение дыр применяется в случае 60-тонной гондолы и таким образом опробовано на практике.

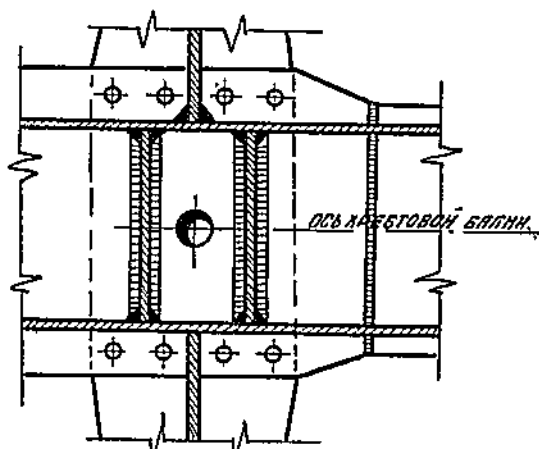


Рис. 24. Принятый вариант устройства диафрагмы.

Примыкание хребтовой балки к буферному брусу. После сравнения ряда вариантов мы остановились на совместном применении в этом узле клепки и сварки. При этом используются те заклепки, которыми ударная розетка предлагаемого нами типа крепится к буферному брусу. Пояса хребтовой балки пропускаются внахлестку на горизонтальные стенки зетов, составляющих буферный брус, и прикрепляются теми же заклепками, которыми крепится розетка. Такое включение

хребтовой балки в склепываемый пакет только улучшает условия крепления розетки.

В данном узле в случае сварки не удается уменьшить концентрацию напряжений конструктивными мерами, как в пересечении хребтовой и шкворневой балок. Поэтому целесообразно воспользоваться заклепками, тем более, что они ставятся не специально, а лишь используются попутно. Применение клепки не преследует цели получить возможность сменять буферный брус. По нашему мнению, несущая конструкция рамы

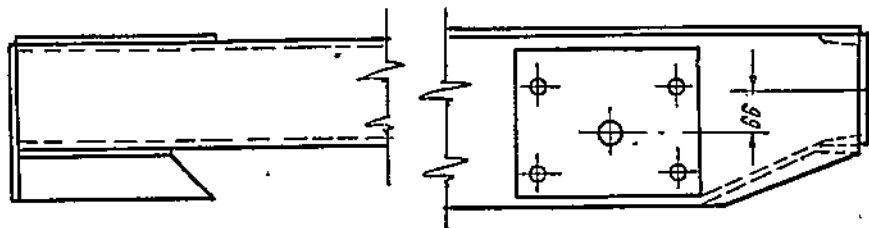


Рис. 25. Конструкция соединения буферного бруса с боковой балкой в старом типе вагона.

должна быть запроектирована так, чтобы, как правило, не требовалось, за исключением случаев аварий, смены каких-либо элементов до конца службы ее.

Ввиду этого, наряду с клепкой, мы в других местах привариваем буферный брус.

Соединение буферного бруса с боковой балкой. В конструкции этого узла желательно избавиться от эксцентриситета, который имеется здесь в существующем типе вагона.

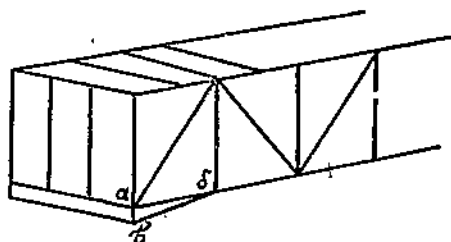


Рис. 26. Схема устранения эксцентриситета в креплении буферного бруса к боковой балке.

Как показано на рис. 25, ось буферного бруса расположена примерно на 66 мм ниже оси боковой балки. Поэтому при ударе по буферам буферный брус скручивается, а продольная балка получает изгибающий момент в вертикальной плоскости. Устранив этот эксцентриситет, мы существенно улучшаем условия работы не только этих элементов, но и условия работы соединяющего их узла.

Напряжения в боковой балке от центрального приложения нагрузки равны, согласно расчета ЦВКБ ¹⁾

$$\sigma_{ст.} = \frac{17000}{35,85} = 474 \text{ кг/см}^2$$

Напряжения изгиба, вызванные эксцентриситетом, равны:

$$\sigma_{изг.} = \frac{17000 \cdot 6,6}{237,2} = \pm 480 \text{ кг/см}^2$$

Таким образом, эксцентричность приложения силы увеличивает напряжение вдвое.

¹⁾ ЦВПБ ВОВАТ, Расчет большегрузного товарного вагона подъемной силы 50 т (рис. 17).

Для того, чтобы избавиться от эксцентриситета, мы в крайней панели разветвляем нижний пояс фермы на два элемента. Один из них связывается с верхней, а другой с нижней ветвью буферного бруса. Схема такой конструкции показана на рис. 26.

Смещение осей буферного бруса и боковой балки при предлагаемой схеме передачи нагрузок будет вызывать лишь пренебрежимо малые усилия в элементах фермы.

С целью экономии веса и упрощения конструкции мы в боковом швеллере делаем разрез по его оси на протяжении крайней панели. Разрезанный таким образом швеллер разгибается в виде вилки. Один конец вилки крепится к верхней, а другой к нижней ветви буферного бруса.

В месте расположения начала разреза предварительно просверливается отверстие. Разгибание швеллера должно производиться с подогревом места начала отгиба до красного состояния.

Возникает вопрос о прочности подобной конструкции в том месте, где начинается разрез. Теоретически напряжения в этом месте будут не больше, чем в случае только круглого отверстия без разреза. Следует, однако, проверить прочность предлагаемой конструкции при испытании вагона.

Если испытание покажет слабость такой конструкции, то ее нетрудно усилить, приваркой треугольного листа, полностью закрывающего отверстие, образующееся между обеими разведенными ветвями бокового швеллера.

Конструкция хребтовой балки в месте установки автосцепки. Во избежание протирания тонких стенок хребтовой балки фрикционным аппаратом мы предусматриваем в соответствующих местах съемные планки, которые в случае их истирания могут быть легко сменены.

Съемные планки мы пропускаем под передние и задние упорные угольники. Благодаря такой конструкции улучшаются условия работы заклепок, прикрепляющих упорные угольники. Действительно, площадь смятия заклепок, прикрепляющих упорные угольники, увеличивается примерно вдвое. При этом съемная планка передает приходящуюся на нее часть усилия на заклепки, расположенные в другом ее конце.

Для улучшения условия работы хребтовой балки следует ставить объединенные задние упорные угольники, как это совершенно правильно намечается в настоящее время НКПС.

Чтобы усилить нижний пояс хребтовой балки в месте расположения фрикционного аппарата, мы заменяем его по концам более широким листом. Такая конструкция удобна еще и тем, что усиливается подпятниковое место в хребтовой балке.

Соединение уширенного листа с остальной частью нижнего пояса хребтовой балки целесообразно сделать стыковым швом.

При нормальном качестве сварки вполне достаточно сделать прямой стыковой шов, так как этот шов будет работать преимущественно на сжатие. Прочность при повторных нагрузках могла бы быть сильно повышена устройством косого стыкового шва, в чем, однако, по нашему мнению, нет надобности.

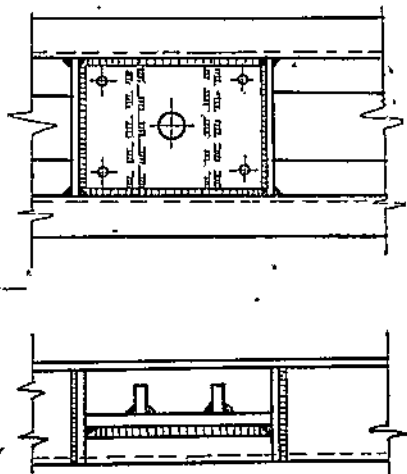


Рис. 27. Сварная опора под буфер.

Конструкция опоры для буфера. Как уже указывалось, мы предлагаем устанавливать буфер не на переднюю плоскость бруса, а заводить его внутрь буферного бруса на 100 мм.

Мы рассмотрели два варианта опирания буфера:

- а) сварная опора для буфера (см. рис. 27);
- б) опора стальная литая (см. рис. 1).

Рационально применять литые конструкции в тех случаях, когда по условиям прочности приходится делать толстые стенки, когда конфигурация изделия сравнительно проста и когда изделие изготавливается в массовом количестве.

Наоборот, если по условиям прочности достаточны тонкие стенки, то может оказаться необходимым увеличить их толщину по литейным соображениям. Неудобно применять литые при сложной конфигурации или малом количестве изделий.

Наш случай целиком соответствует требованиям литого варианта, который поэтому и следует принять. Этот вариант удобен еще и тем, что при ликвидации буферов можно будет, срубив заклепки, снять опоры и этим немного облегчить вагон и дать ценный лом.

§ 10. Выбор рациональной схемы кузова крытого вагона

Мы рассмотрим основные возможные варианты геометрической схемы следующих плоских элементов кузова:

- а) Боковая ферма.
- б) Торцевая стенка.
- в) Крыша.

Боковая ферма. Мы не будем касаться вопроса о типе фермы, о количестве панелей и т. п.; а ограничимся вопросами выбора направ-



Рис. 28. Схема боковой фермы, принятая в настоящее время.

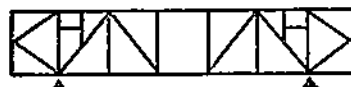


Рис. 29. Предлагаемая схема боковой фермы.

ления раскосов. Не будем также здесь рассматривать вопрос о замене боковой фермы безраскосной рамой (балкой Виренделя), так как проведенные нами расчеты показали, что безраскосная конструкция требует значительно более мощных и тяжелых поясов, чем раскосная ферма, и поэтому является менее экономичной.

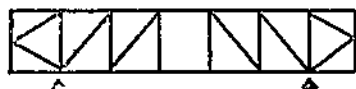


Рис. 30. Вариант схемы боковой фермы.

На рис. 28 показана схема фермы существующего вагона. На рис. 29 показана принятая нами схема. Рассмотрим соображения, по которым применяемая сейчас схема фермы была нами изменена.

Крайняя стойка при толчках может испытывать сильный местный изгиб от инерционных сил груза. Поэтому в крайней панели боковой фермы целесообразно устроить полураскосы, уменьшив тем самым пролет крайней стойки вдвое (см. рис. 29). Подобный вариант применяется, как известно, в американских вагонах.

В следующей панели, в существующем вагоне раскос сделан растянутым. Рациональнее изменить его направление и сделать его сжатым. Во-первых, мы этим разгружаем шкворневую стойку и подводим поперечную силу в ферме к шкворневой балке кратчайшим путем.

Во-вторых, мы уменьшаем напряжения в опасном сечении раскосов. Раскос в своем опасном сечении возле конца фланговых швов, прикрепляющих его к нижнему поясу, испытывает, кроме напряжения от нормальной силы, также растягивающие напряжения от изгиба, вызываемого распором груза, находящегося в вагоне. В случае направления раскоса, принятого в существующем вагоне, напряжения от нормальной силы, равные по расчету ¹⁾ $+864 \text{ кг/см}^2$, складываются в опасном месте с напряжениями от изгиба, равными $+514 \text{ кг/см}^2$. Благодаря одинаковому знаку,

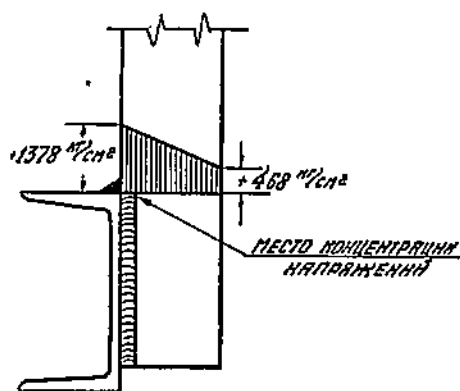


Рис. 31. Распределение напряжений в нижнем узле у конца фланговых швов в случае растянутого раскоса.

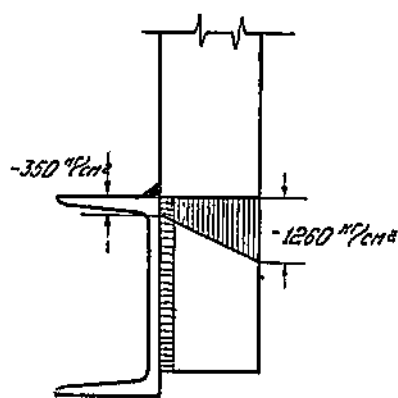


Рис. 32. Распределение напряжений в нижнем узле у конца фланговых швов в случае сжатого раскоса.

суммарные напряжения достигают значительной величины. Получается макроконцентрация напряжения в том месте, где имеется и местная концентрация, т. е. в начале шва (см. рис. 31).

Достаточно было бы в существующем вагоне переменить направление раскоса, чтобы картина распределения напряжений в месте приварки раскоса к поясу получилась такая, как показано на рис. 32. Здесь тоже есть макроконцентрация, но расположена она в наружном волокне, где она не опасна. В начале швов, где имеется сильная местная концентрация, напряжения примерно в четыре раза меньше, чем в случае растянутого раскоса.

Одновременно распределение напряжений вдоль фланговых швов становится более равномерным.

Недостатком нашего варианта, конечно, является то, что раскос работает на продольный изгиб. Однако, если учитывать поддерживающее действие деревянной обшивки, то продольный изгиб оказывается для профильного сечения не опасным. Рассчитывать на исключительный случай полной нагрузки вагона при отсутствии обшивки, по нашему мнению, не следует. Такие случаи могут быть очень редко (напр., в балластных поездах). Проще запретить такое использование крытых вагонов, чем ориентироваться на него.

Следующий дверной раскос в существующем вагоне растянут. Таким его и следует оставить. Действительно, если изменить направление этого раскоса и сделать его сжатым, то обе соседние стойки станут рабочими элементами (см. рис. 30).

¹⁾ ЦВПС, Расчет большегрузного товарного вагона п. с. 50 т., 1934.

Кроме рассмотренных выше соображений, было принято во внимание также удобство устройства узлов. В результате была выбрана схема фермы, показанная выше, на рис. 29.

Ввиду того, что мы изменили принятое в настоящее время направление шкворневого раскоса, люки необходимо перенести немного ближе к концам вагона. Это, повидимому, не вызовет никаких неудобств.

Торцевые фермы. Выше, на рис. 4, была показана торцевая ферма вагона существующего типа. Она имеет три панели, причем крайние снабжены раскосами. Все элементы фермы сделаны из зета $100 \times 75 \times 6,5$ (специальный прокат).

Верхняя часть торца вагона над верхним поясом торцевой фермы закрывается так называемой фрамугой. Порядок сборки таков, что фрамуга собирается не с торцом вагона, а с его крышей. В связи с этим фрамуга крепится к верхнему поясу торцевой фермы болтами.

Испытания в 1936 г. груженого зерном вагона показали, что при сильных ударах вагона о вагон образуются щели в местах крепления фрамуги, через которые зерно вылетает наружу.

Описанную выше схему торцевой фермы можно упростить и несколько облегчить, если применить к ней принцип концентрации материала в немногих, но более мощных элементах.

Во-первых, можно выбросить раскосы, сделав средние стойки немного более жесткими в боковом направлении. Таким образом, вместо фермы получим трехпролетную замкнутую раму, обладающую большой жесткостью в горизонтальном направлении.

Во-вторых, следует объединить верхний пояс фермы с фрамугой в один общий, достаточно мощный элемент.

Крыша вагона. Металлическая конструкция крыши строящегося в настоящее время вагона (см. выше рис. 4) состоит из двух продольных уголков 60×8 и тринадцати поперечных стропильных дуг, сделанных из гнутых швеллеров № 8. Продольные уголки имеют целью облегчить сборку. Благодаря им можно собрать крышу в виде плоской секции, которая затем одевается на боковые стенки вагона.

Фактически, однако, крайние уголки коробятся, отчего последующее одевание крыши на кузов оказывается затруднительным. Поэтому изготовление крыши в виде целой секции не всегда практикуется.

Однако, если бы даже крыша действительно изготавливалась отдельной секцией, то все же это было бы нерациональным решением вопроса. Вес вагона является более важным показателем, чем удобство сборки. Недопустимо вводить специальные элементы и этим утяжелять вагон для того, чтобы немного упростить сборку его или в некоторых случаях немного облегчить ремонт.

Всякая задача облегчения сборки должна быть решена без существенного утяжеления конструкции вагона.

Из этих соображений мы выбросили боковые элементы крыши и отказались от сборки крыши в виде плоской секции. Это единственное место в крытом вагоне, где мы отказались от принципа сборки вагона из плоских секций, собираемых в свою очередь из линейных элементов.

Здесь у нас линейные элементы (стропила крыши) должны привариваться непосредственно к пространственной конструкции вагона, не проходя предварительной сборки в укрупненные плоские секции.

Надо отметить, что это отступление от общего принципа, повидимому, не увеличит времени пребывания вагона на главной сборочной линии на заводе. Пока настилается пол и устанавливаются нижние ряды боковой обшивки стен, можно успеть установить и приварить короткими швами все тринадцать стропильных балочек вагона.

Кроме того, мы считаем возможным и при нашей конструкции перенести все остальные работы по крыше на уровень пола цеха. Две продольные деревянные карнизные балки, поперечные деревянные ребра, настил и сама кровля могут быть собраны внизу, а затем с помощью подъемной балки, необходимой ввиду малой жесткости этой конструкции, подняты и установлены на место. Конечно, при этом потребуются предусмотреть применение кондукторов, обеспечивающих такую точность изготовления и сборки, которая позволяла бы без затруднений одевать деревянную конструкцию на металлическую.

§ 11. Выбор типа сечений элементов кузова

Боковая ферма. Нижний пояс фермы является одновременно боковой продольной балкой рамы. Конструкция этого элемента рассмотрена в § 6.

Перейдем к рассмотрению вариантов сечения верхнего пояса. На рис. 33 показано сечение, применяемое в настоящее время. Оно состоит из зета, который собирается и сваривается вместе с боковой фермой, и уголка,

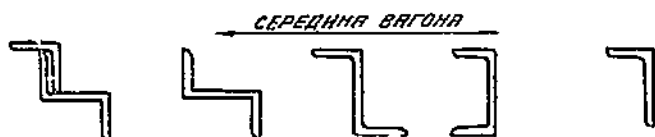


Рис. 33—37. Варианты поперечного сечения верхнего пояса боковой фермы.

к которому привариваются балочки (стропила) крыши. Зет и уголок соединяются между собой болтами и при расчете оба включаются в сечение верхнего пояса.

Поскольку мы выбрасываем уголок крыши, то возникает вариант сечения из одного зета (см. рис. 34). Этот вариант, однако, приходится отбросить, так как это сечение не имеет горизонтальной полки, к которой можно было бы крепить балочки крыши.

Можно, однако, зет повернуть на 90° . Тогда получаем сечение, представленное на рис. 35. Здесь отпадает затруднение с балочками крыши, но зато нарушается габарит. При прежней ширине и высоте вагона выступающая полка зета будет пересекать наклонную часть габарита O . По этой причине такой вариант также должен быть отброшен.

Дальше следует рассмотреть вариант сечения из швеллера (см. рис. 36). Однако, чтобы иметь достаточную длину швов, прикрепляющих балочки крыши и решетку, пришлось бы взять достаточно большой номер швеллера. При этом сечение швеллера получилось бы большим, чем требуется по расчету прочности. Поэтому сечение из швеллера отбрасываем, как не удовлетворяющее требованию облегчения веса.

В результате мы остановились на сечении из неравнобокого уголка (см. рис. 37). Большая полка располагается вертикально, а меньшая — горизонтально. Такое сечение удовлетворяет всем конструктивным требованиям. Вместе с тем оно достаточно экономично.

Переходим к рассмотрению вариантов сечений решетки фермы. В настоящее время все элементы решетки изготавливаются из зета $80 \times 65 \times 6$ (см. рис. 38). Эти зеты являются специальными прокатами. Недостатком является то, что под действием распора сыпучего груза должны возникнуть некоторые дополнительные напряжения от косого изгиба.

На рис. 39 представлен вариант сечения элементов решетки из двутавра. Оно весьма рационально для восприятия изгиба от давления сыпучего груза. Но оно неудобно для крепления обшивки. Действительно, узкие и наклонные полки двутавра небольшого номера не дают достаточного места для расположения отверстий для болтов. Пытаясь найти способы крепления без устройства дыр, мы пришли к выводу, что все рассмотренные варианты либо конструктивно сложны, либо не обеспечивают элемента решетки от выпучивания в плоскости фермы. По этим соображениям мы отказались от варианта устройства решетки из двутавров.

Сечение из прокатного швеллера (рис. 40) неудобно для крепления обшивки, как и сечение из двутавра. Сечение из штампованного швеллера



Рис. 38—44. Варианты поперечного сечения элементов решетки боковой фермы

(рис. 41) может иметь более широкую полку, причем толщина его постоянна. Поэтому отверстия для болтов располагаются здесь достаточно удобно. Но само немотивированное применение штамповки является минусом такого сечения.

Сечение из углобальбового железа (рис. 42) имеет тот недостаток, что оно требует специального проката. Сечение из обычного уголка (рис. 43) весьма просто и удобно для крепления обшивки.

Штампованные омегаобразные профили (см. рис. 44) не дают особых преимуществ. Для восприятия изгиба из плоскости фермы они мало рациональны, так как они по сути дела являются двухстенчатыми сечениями, а материал стенок не увеличивает существенно момента сопротивления профиля. Недостатком сечения является удорожание и усложнение производства ввиду применения штамповки вместо обычного проката.

Из перечисленных и вкратце охарактеризованных сечений наибольшего внимания заслуживает, по нашему мнению, сечение из уголка. В наших вагонах такое сечение применяется для крайнего раскоса боковой фермы 60 *т* гондолы.

Чтобы обосновать рациональность такого сечения, мы в табл. 5 собрали данные, характеризующие прочность сечения из равнобокого уголка, неравнобокого уголка и применяемого в настоящее время зета.

Таблица 5

№	Наименование	Зет 80×65×6	Уголок 75×75×6	Уголок 90×60×6
1	Площадь сечения, см ²	11,88	8,78	8,78
2	Момент сопротивления наружного волокна, см ³	30,6	32,6	25,1
3	Момент сопротивление внутреннего волокна, см ³	23,3	8,65	11,8
4	Гибкость из плоскости фермы без обшивки	95	130	105
5	Гибкость наибольшая (по косому направлению) без обшивки.	220	200	175
6	Момент инерции в направлении поперек фермы, см ⁴	122,7	46,7	72,4

Для уголков нужно принимать во внимание только больший момент сопротивления, ибо нас интересуют, как это указывалось раньше, напряжения во внутреннем волокне уголка, — в месте расположения швов — возле обушка (см. рис. 31 и 32).

Рассматривая таблицу, мы видим, что при значительно меньшей площади уголок имеет примерно тот же момент сопротивления, отнесенный к опасному волокну (начало швов). Сечение из уголка существенно не уступает сечению из зета и в отношении гибкости.

Из двух приведенных в таблице типов уголков лучшие показатели дает неравнобокий уголок. Очевидно, что учитывая изгиб элементов решетки, целесообразно развить сечение в направлении, перпендикулярном плоскости фермы, применив именно неравнобокие уголки, соответствующим образом ориентированные.

Таким образом, мы принимаем сечение элементов решетки фермы из неравнобокого уголка. При принятой нами схеме фермы можно поставить для всех элементов, за исключением шкворневого раскоса, один и тот же номер уголка.

Торцевая рама. Стойки торцевой рамы должны иметь достаточный момент сопротивления и в плоскости фермы и в перпендикулярном направлении. Первое необходимо для сопротивления поперечным горизонтальным усилиям от центробежной силы и ветра. Второе необходимо для сопротивления продольному давлению груза на торец при резких торможениях, маневровых ударах и т. д.

На рис. 45 показано применяемое в настоящее время сечение торцевой стойки из зета специального проката. При существующей геометрической схеме торца такой тип сечения удовлетворителен. При нашей безраскосной схеме торца это сечение непригодно ввиду малой боковой жесткости.

Лучшее сечение показано на рис. 46, аналогичное примененному в одном из вариантов 60 т гондолы. Недостатком этого варианта также является необходимость в довольно сложном специальном прокате.

Вариант на рис. 47 удачнее, так как оба его момента инерции больше. Однако его нельзя принять ввиду сложности изготовления, особенно в связи с короблениями при сварке.

Несколько проще, но все же недостаточно просто, сечение из швеллеров и уголка (рис. 48). Здесь в частности затруднена сварка одного из швов.

Более удачными, чем предыдущие, являются сечения, представленные на рис. 49 и рис. 50. Первое из них может быть сделано либо из двух зетов, сваренных продольным швом, либо получено путем штамповки, а второе — просто из одного швеллера — проще предыдущего, тем более, что здесь не требуется специального проката, как в случае зетов. Для того, чтобы выбрать один из последних двух типов, надо сравнить их моменты сопротивления при одинаковой площади. Соответствующие цифры приведены в табл. 6.

Сечение из швеллера имеет весьма малый момент сопротивления вдоль вагона по наружному волокну. Ввиду того, что работа стоек на изгиб является их основной нагрузкой такое сечение не рационально.

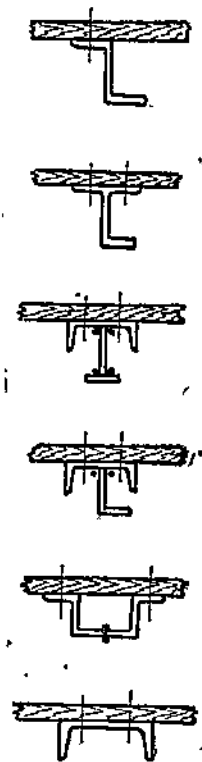


Рис. 45—50. Варианты поперечного сечения стоек торцевой рамы.

Таблица 6

№	Тип сечения	Сечение из швеллера № 16а	Сечение из двух зетов 80×65×6
1	Площадь сечения, см ²	21,95	23,76
2	Момент сопротивления в направлении поперек вагона, см ³	108,3	88,9
3	Момент сопротивления вдоль вагона по внутреннему волокну, см ³	40,6	46,6
4	То же по наружному волокну	16,3	45,6

Более целесообразным является сечение из двух зетов. Однако сварка такого сечения неудобна тем, что шов не симметричен относительно центра тяжести сечения. Следовательно, неизбежно коробление, во избежание которого придется давать предварительный прогиб перед сваркой.

Кроме того, зеты являются специальным прокатом. Учитывая все это, целесообразно применить вместо двух зетов аналогичный штампованный профиль.

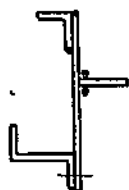


Рис. 51. Сечение верхней части торцевой стенки в старом типе вагона.

Переходим к сечению ригеля. В изготовляемом в настоящее время вагоне это сечение имеет вид, показанный на рис. 51. Зет в этом сечении является поясом торцевой фермы. Вертикальный лист с приваренной сбоку полоской и уголком сверху носит название фрамуги, собирается вместе с крышей и к зету крепится болтами.

Опуская рассмотрение вариантов, мы на рис. 52 даем принятый вариант. Зет совершенно выбрасывается, а фрамуга используется в качестве пояса торцевой рамы. Верхний уголок выбрасывается и заменяется отбортовкой основного листа фрамуги, которая в связи с этим должна изготавливаться путем штамповки. К фрамуге с внутренней стороны вагона приваривается уголок, придающий фрамуге горизонтальную жесткость и служащий кроме того для установки стропильной балочки.

Таким образом, вместо четырех элементов остается два. Количество швов уменьшается. Болтовое соединение выбрасывается. Конструкция упрощается для изготовления. Вместе с тем она будет более надежной и в эксплуатации, так как через болтовое соединение при сильных ударах, как показало испытание, происходит выбрасывание сыпучего груза.

При принятой системе и размерах сечений торцевой рамы мы нарушаем пункт III б правил проектирования товарных вагонов, где сказано: «стенки из... деревянной обшивки должны быть усилены стойками и раскосами (кроме угловых стоек), количество которых должно быть не менее 3-х с суммарным моментом сопротивления... не менее 135 см. кв.»

Методически такое нормирование количества стоек и величины моментов сопротивлений, позависимостное из американской практики, неправильно. В данном случае оно неправильно и по существу. Действительно, при резком торможении вагона сыпучий груз наваливается не только на нижнюю часть торцевой стенки, но и особенно на ее верхнюю часть. Раскосы старого вагона здесь настолько уже приблизились к углам вагона, что фактически они мало работают и потому не играют существен-



Рис. 52. Сечение верхнего элемента торцевой рамы в предлагаемой конструкции.

ной роли в поддержании деревянной обшивки. Следовательно, можно было бы поставить не два раскоса и две стойки, а только две достаточно мощные стойки. При этом условии опирания обшивки стали бы одинаковыми по всей высоте торцевой стенки.

Что касается величины моментов сопротивлений, то величина их в стойках торцевой стенки играет большую роль, чем величина их в раскосах. Кроме того, разрушение обычно происходит ввиду потери устойчивости изгибаемого элемента, благодаря чему выгоднее иметь одну мощную

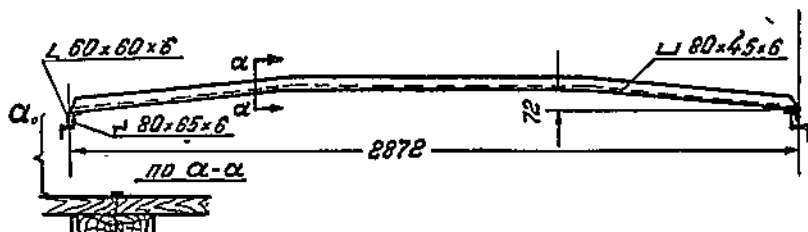


Рис. 53. Устройство стропильной балки в старом типе вагона.

стойку, чем два элемента с таким же суммарным моментом сопротивления. Таким образом, хотя запроектированные у нас две стойки имеют общий момент сопротивления, равный всего $122,4 \text{ см}^3$, тем не менее торцевая стенка будет, по видимому, не менее прочна, чем в случае четырех элементов с общим моментом сопротивления, равным 135 см^2 .

Металлическая конструкция крыши. На рис. 53 показано устройство стропильной балки крыши в существующем вагоне. Эти

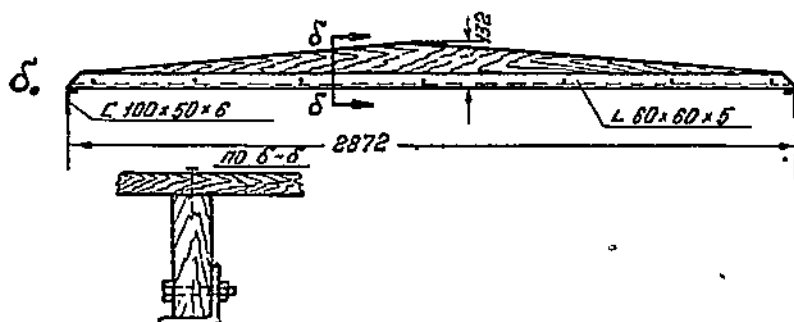


Рис. 54. Устройство стропильной балки в новом типе вагона.

балочки гнутые, что не только излишне усложняет производство, но и ухудшает их работу, как связи между обоими верхними поясами фермы.

Внутри этой балочки закладываются бруски, к которым гвоздями прикрепляется настил кровли. Как работающий элемент эти бруски не используются.

На первый взгляд может показаться, что гнутая балочка работает как арка. В действительности это не так. Для работы ее как арки необходимо было бы, чтобы ее опоры могли воспринимать распор. Фермы имеют малую жесткость на изгиб из своей плоскости и потому распора воспринять не могут. Таким образом, балочки крыши не работают как арки.

Не останавливаясь на разных возможных вариантах, мы приводим на рис. 54 предлагаемый вариант несущей конструкции кровли. Она состоит

Таблица 7

№	Наименование элементов	Вес, кг		Кол. позиций		Кол. деталей		Примечание
		Стар.	Нов.	Стар.	Нов.	Стар.	Нов.	
1	Хребтовая балка	1721,6	991,0	15	5	13	17	Не считая пятников и упорных уголников.
2	Шкворневые балки	654,7	406,3	6	5	28	28	Считая скользуны.
3	Промежуточные балки	80,4	31,0	4	1	20	4	
4	Дверные балки	213,7	138,0	2	3	12	12	В существующем нагоне стенка ошпакета со стеной шкворневой балки.
5	Буферные брусья	543,6	537,7	9	6	22	20	Считая литые поддоны в новой конструкции.
Итого рама		3214,0	2104	26	20	95	78	Боковая балка отнесена к боковой ферме.
6	Верхние пояса фермы	250,4	309,8	5	2	18	6	Считая узловые косынки в новой конструкции.
7	Нижние пояса фермы	812,9	541,2	3	6	4	16	Считая детали крайнего узла.
8	Угловые стойки	188,1	150,2	2	3	4	8	Считая угловые косынки в новой конструкции.
9	Шкворневые стойки	195,0	71,8	5	2	20	4	
10	Промежуточные стойки	95,1	71,8	3	1	8	4	В количество позиций включен усиленный уголок нижнего узла.
11	Дверные стойки	116,2	115,0	4	4	8	4	
12	Концевые раскосы	113,8	73,2	4	4	16	8	В количество позиций включен усиленный уголок нижнего узла.

13	Шкворневые раскосы	114,9	138,6	3	2	16	4	Люки и двери не учтены.
14	Дверные раскосы	118,9	82,4	3	2	10	4	
15	Львовые раскосы	28,9	13,6	3	2	2	2	
16	Дверные рельсы	70,2	170,8	3	1	6	2	
	Итого две фермы	2104,4	1738,4	38	29	122	66	
17	Торцевые стойки	124,0	225,6	3	2	8	12	
18	Торцевые раскосы	128,8	—	3	—	8	—	
19	Верхняя распорка	154,9	137,4	6	4	18	10	
	Итого два торца	407,7	364,0	12	6	34	22	
20	Стропила крыши	348,5	162,5	1	1	13	13	
21	Обвязка крыши	145,0	—	1	—	2	—	
	Итого крыша	493,5	162,5	2	1	15	13	
	Итого кузов	3006,6	2664,5	52	35	171	97	
	Итого рама и кузов	6219,6	4368,5	78	56	266	179	

Примечание: 1. В количестве позиций учтены отдельно левые и правые детали.
2. В таблице не учтены обшивки, двери, люки, тормоза, крепление тормозов и т.п.

из прямолинейных уголков, связывающих оба пояса. На горизонтальную полку уголка устанавливается на ребро доска. За счет скоса этой доски достигается уклон кровли. Доски и уголок соединяются между собой несколькими болтами.

Вес предлагаемой конструкции значительно меньше, чем существующей. Очевидно, что предлагаемая конструкция проще и в изготовлении. Лучше она и в работе. Деревянная доска не только служит для забивания гвоздей, но и является несущим элементом и придает поэтому крыше прочность и жесткость при работе на вертикальные нагрузки.

При предлагаемой конструкции кровли фактический объем вагона немного уменьшается благодаря тому, что устраняется подъем стропильных балочек посередине, равный в изготавливаемых сейчас вагонах 72 мм (см. рис. 53). При подсчете объема кузова вагона эту часть его, однако, не учитывают. Таким образом, номинальный объем вагона не изменяется. Невозможность использовать объем над верхними поясами фермы не имеет существенного значения, так как практически этот объем занимает лишь в весьма редких случаях.

Предлагаемая конструкция кровли требует почти в два раза меньше металла. Если учесть и вес дерева, то она приблизительно в полтора раза легче существующей.

Конструкция узлов. В кузове наибольшие затруднения вызывает конструкция узлов боковой фермы в связи с необходимостью центрировать элементы решетки.

Там, где можно, мы старались сконструировать узлы без применения косынок. Однако в нескольких узлах без косынок обойтись не удалось. Поставленные здесь косынки вызывают необходимость вырубить в соответствующих местах доски боковой обшивки. Избежать этого недостатка нам не удалось. Прочие узлы кузова особого интереса не представляют.

Расчет элементов кузова мы произвели приблизительно и здесь его не приводим. Описанная здесь конструкция должна послужить только для постройки опытного вагона. По материалам испытания размеры сечений будут уточнены.

§ 12. Заключение

В заключение дадим краткую характеристику предлагаемой конструкции рамы и кузова сравнительно со старой. При этом учитывается только основная несущая конструкция рамы и кузова без учета дверей, люков, обшивки и некоторых других частей.

По предварительным данным подсчитан вес новой, а также старой конструкции. Подсчет показал, что вес новой конструкции равен 4370 кг против 6220 кг старой конструкции. Таким образом, экономия веса равна 1850 кг, или около 30%.

Как указывалось в начале статьи, вторым этапом нашей работы будет испытание вагона. Ввиду того, что точный расчет вагона пока не представлялось возможным сделать, площади сечения элементов подобраны ориентировочно. Поэтому во втором этапе работы в конструкцию вагона будут внесены коррективы. В одних случаях измерения напряжений при испытании покажут возможность немного облегчить конструкцию. В других случаях измерения напряжений или разрушения при испытании покажут необходимость усилить конструкцию. Учитывая последнее обстоятельство, можно, осторожности ради, считать, что облегчение веса будет составлять около 1,5 т.

Количество позиций (марок) равно 56 в нашей конструкции и 78 в старой. Заметим, что мы не учитываем таких деталей, как крепление тор-

мозов, устройство для смазки пятника, двери, люки и т.п. Количество позиций в новой конструкции уменьшено примерно на 30%.

Количество деталей в несущей сварной конструкции нового вагона равно 179 против 266 в старой, что дает уменьшение около 30%.

Там, где это можно было сделать без ущерба для веса конструкции, обработка деталей нами по возможности упрощалась. В некоторых случаях, однако, пришлось ввести некоторые усложнения (хребтовая балка, боковые балки). Для нескольких элементов мы применили штамповку. Сделано это там, где штамповкой можно получить в один прием сечение, которое пришлось бы иначе изготавливать сваркой из отдельных деталей.

Если штамповка таких преимуществ не давала, как например, в раскосах вагонов, — мы от нее отказывались.

Чтобы показать, за счет каких элементов достигается облегчение веса и уменьшение количества деталей, дана табл. 7.

Eine leichtere Bauart des Rahmens und Wagenkastens eines geschlossenen Güterwagens

G. W. Rajewsky

Zusammenfassung

In vorliegendem Artikel sind an konkreten Beispielen die Verfahren der Gewichtsverminderung von geschlossenen Wagen unter Anwendung von gewöhnlichem Stahl beschrieben.

Vorliegender Artikel bezweckt nicht die mit Berechnungen verbundenen Fragen, d. h. die Fragen der Wagenbaumechanik, zu prüfen. Die Auswahl der Querschnittsgrößen einzelner Elemente wurde auf Grund der Ergebnisse statischer und dynamischer, 1936 im Institut für Wagenbau mit geschlossenen Wagen durchgeführter Proben gemacht.

Die in diesem Artikel beschriebene Bauart soll in einem Versuchswagen verwirklicht werden, der statischen und dynamischen Proben unterworfen werden soll. Auf Grund der bei der Verfertigung des Versuchswagens gemachten Beobachtungen soll die Bauart Veränderungen erleiden, welche die Vereinfachung der Wagenherstellung bezwecken. Auf Grund der Versuchangaben sollen Abänderungen gemacht werden, die ein minimales Wagengewicht bei genügender (aber nicht überflüssiger) Festigkeit aller Elemente und Teile bewähren. Danach soll endgültig eine leichtere Konstruktion des geschlossenen Wagens vorgeschlagen werden.

Bei der Auswahl dieser oder jener konstruktiven Lösung müssen folgende Forderungen gestellt werden:

A. Eine genügende Festigkeit der Bauart.

B. Ein minimales Gewicht.

C. Eine bequeme Herstellungsart.

Letztere Forderungen können wieder in folgende eingeteilt werden:

a) Eine minimale Anzahl der Arten des Metallwalzens.

b) Eine minimale Anzahl der Teile pro Wagen.

c) Eine minimale Anzahl der Lagen der Teile pro Wagen.

d) Die einfachsten Verfahren zur Herstellung der Teile.

e) Eine Herstellung in solcher Reihenfolge: Montieren und Schweißen der linearen Elemente, sodann Montieren und Schweißen der zweidimensionalen Elemente aus den linearen und zuletzt Montieren der gesamten räumlichen Konstruktion des Wagens.

f) Eine minimale Menge der geschweißten Nähte.

Alle drei oben angeführten Hauptforderungen haben eine verschiedene Bedeutung. Eine genügende Festigkeit ist unentbehrlich und wird unbedingt erfordert. Die Vereinfachung der Herstellung und die Verminderung des Gewichts sind erwünscht.

In vielen Fällen widerspricht die erforderliche Gewichtsverminderung der erforderlichen vereinfachten Herstellung, da die Konstruktion nur auf Kosten einer komplizierteren Herstellung leichter gemacht werden kann. Eine richtige Lösung kann nur auf Grund der Berechnung der Kosten der zu vergleichenden Varianten erreicht werden.

Die Berechnung beweist gewöhnlich, dass es zweckmässig ist, die Herstellung etwas zu komplizieren, wenn dies einen wesentlichen Effekt in Bezug auf die Gewichtsverminderung ergibt.

In Abb. 1 ist die neue Bauart, in Abb. 2 die alte Bauart des Wagenrahmens gezeigt, in Abb. 3 und 4 die neue und alte Bauart des Wagenkastens angeführt.

Für den Rückenträger ist ein geschlossener Querschnitt angenommen.

Für die Bauart der geschweissten Knoten werden flache Kehlnähte angewandt, wobei diese Nähte die Ränder der Elemente nicht erreichen (s. den Artikel des Verfassers in vorliegendem Sammelband). Die Querschnittsflächen fast aller Elemente sind im Vergleich mit den existierenden Grosslastwagen mehr oder minder verkleinert.

Der Rückenträger des Wagens (s. Abb. 7) ist aus vier Platten zusammengesetzt, welche miteinander durch äussere, einen geschlossenen Querschnitt bildende Kehlnähte zusammengeschweisst sind. Der obere Gurt einer der Platten entspricht der gesamte Rahmenlänge. Die Platte des unteren Gurts erreicht nicht den Bolzenträger; an ihre Enden werden breite geformte Platten geschweisst, welche Ausschnitte zum Aufstellen der Friktionsapparate der Selbstkuppelung besitzen. Der geschlossene Querschnitt des Rückenträgers ist der beste für ein auf Kontraktion arbeitendes Element.

Der Rückenträger ist, der Länge zwischen den Bolzenträgern nach, völlig geschlossen. Auf solche Weise kann nur eine Korrosion am äusseren Teil der Platten stattfinden.

Die Längsseitenträger sind wie auch in den existierenden Wagen aus speziell gewalztem Schwellereisen von geringerer Nummer verfertigt. Die Exzentrizität der Befestigung des Pufferträgers zum Seitenträger (Abb. 25) wird durch Zerteilung des Aussenpanels des Seitenträgers beseitigt; ein Teil desselben wird an die obere, der andere an die untere Abzweigung des Pufferträgers (Abb. 26) befestigt.

Jeder Pufferträger besteht aus zwei Z N 20, die auf solche Weise gelegen sind, dass der Querschnitt am Steg offen ist. Beide Teile des Pufferträgers sind miteinander durch die Stahlgussplatten der Puffer, durch die Rosette, die Rahmenstützen und Leisten vereinigt. Der Pufferträger ist an der Kreuzungsstelle mit dem Rückenträger nicht durchlaufend.

Die Bolzenträger haben einen I-Trägerquerschnitt und bestehen aus zwei Hälften, so dass sie unabhängig vom Rückenträger des Wagens montiert und zusammengeschweisst werden können.

Die Zwischenquerträger sind aus Platten von unbedeutendem Querschnitt hergestellt. Zwecks Erhärtung wird denselben durch Stanzen ein omega-förmiger Querschnitt verliehen.

Die Türquerträger mit I-Trägerquerschnitt sind wie auch die Bolzenträger, aus zwei Hälften zusammengestellt.

Die Selbstkuppelung ist auf den Rückenträger zentriert. Ihr Ausleger ist um 100 mm kleiner als in den existierenden Wagen (Abb. 17). Dabei sind die Grössen der Selbstkuppelung unverändert geblieben und die Verminderung des Auslegers wird durch Verschiebung der gesamten Selbstkuppelung um

100 mm in der Richtung zur Wagenmitte erreicht (Abb. 18). Die Bauart der Rosette ist deshalb verändert.

Vor dem Friktionsapparat an Stellen, welche abgerieben werden, an den Wandungen des Rückenträgers sind abnehmbare, mit Nieten befestigte Laschen vorgesehen.

Die Puffer sind auf Stahlgussplatten befestigt. Der Pufferausleger ist verkleinert, wozu die Pufferplatte nicht an der Vorderfläche des Pufferträgers sondern in der Mitte desselben befestigt wird. Die Lage und Bauart des Puffers ist unverändert geblieben.

Das Wagenkastenschema (Abb. 29) ist im Vergleich mit den vorhandenen Wagen (Abb. 28) etwas abgeändert. Im Aussenpaneel der Seitenträger sind anstatt von Winkelverbänden Halbwinkelverbände vorgesehen. Im nächsten Paneel ist die Richtung der Winkelverbände verändert.

In der Stirnwand fehlen die Winkelverbände. Auf solche Weise liegt hier kein Träger, sondern ein Rahmen mit drei Durchlässen vor. Hier wird der Grundsatz einer Konzentration des Materials und einer möglichst kleineren Anzahl mächtiger Elemente angewandt.

Die Veränderungen im Schema der Wagendaches bestehen nur darin, dass die Dachsparren gerade, aber nicht krumm wie bei der alten Bauart, sind.

Der Obergurt des Seitenträgers ist aus einem Winkeleisen mit ungleichen Seiten projektiert, wobei die grössere Seite desselben vertikal gelegen ist.

Die Elemente des Trägersgitters bestehen aus Winkeleisen.

Die Trägerknoten sind dort, wo es möglich ist, ohne Eckbleche entworfen. Aber einigen Knoten mussten dennoch Eckbleche eingefügt werden. In den geschweissten Verbindungen der Knoten sind flache Nähte vorgesehen, welche die Ränder der Elemente nicht erreichen. Die grössere Lotseite der Naht hat eine der wirkenden Kraft parallele Richtung.

Die gestanzten Zwischenstützen des Rahmens haben einen omegaförmigen Querschnitt und sind wie in Längs- so auch in Querrichtung des Wagens von genügender Mächtigkeit.

Die Oberspreize des Rahmens ist in Abb. 52 gezeigt. In den alten Wagen hatte dies Element einen Querschnitt der in Abb. 51 gezeigt ist.

Die gesamte geschweisste Konstruktion des Rahmens und des Wagenkastens ist um 1,8 t leichter als bei alten Wagen, was eine Gewichtsverminderung von etwa 25% ausmacht. Zur Prüfung der Festigkeit der neuen Bauart soll ein Versuchswagen gebaut werden, der einer Probe auf Vibrations- und Schlagbelastung unterworfen werden soll.

Рациональные методы испытания вагонов

Б. Н. Горбунов

В статье рассмотрены методы испытаний вагонов, которые применяются в настоящее время. Критическое рассмотрение этих методов показывает, что обычные испытания не дают правильного представления о долговечности вагона при эксплуатации. Мы предлагаем другие ускоренные способы испытания вагонов, которые лучше выясняют долговечность вагонов во время эксплуатации.

1. Общие соображения

Ввиду того, что в настоящее время ни расчет, ни обоснование допускаемых напряжений не находятся на надлежащей высоте и не отражают действительных обстоятельств работы вагонов, испытания опытных вагонов перед сдачей проекта в массовое производство приобретают весьма важное значение. Однако ни у нас, ни за границей испытания вагонов не соответствуют поставленной цели.

Испытания вагонов должны, с одной стороны, выяснить, не получают ли во время движения недопустимые колебания вагона на рессорах, а с другой стороны, дать возможность убедиться в достаточной прочности вагона.

Мы не будем затрагивать первого вопроса, потому что он не имеет отношения к сварке.

Что же касается второго вопроса, то обычно о прочности вагона судят путем следующих испытаний.

1. Измеряются напряжения при статической нагрузке с целью сравнения с допускаемыми напряжениями.

2. Измеряются динамические напряжения при езде по тяжелым участкам пути и при ударах вагона о вагон или о группу вагонов с разной скоростью, не превышающей допускаемую, для сравнения напряжений с допускаемыми и выяснения перенапряженных мест.

3. Производятся ударные испытания (вагона о вагон или группу вагонов) с разной скоростью, превышающей допускаемую при маневрах, для получения остаточных деформаций или трещин в отдельных частях вагона, чтобы выяснить слабые места вагона.

4. Производится искусственное крушение или сход с рельс вагона для выяснения слабых мест вагона.

Рассмотрим каждый из этих методов отдельно.

Измерение статических напряжений. Достоинством статических испытаний является их относительная простота и удобство установки за раз большого числа тензометров на испытуемом вагоне. Судя по опубликованным отчетам по испытаниям вагонов, при измерении статических напряжений ставили себе следующие цели: а) определение действительных величин напряжений и сравнение их с допускаемыми; б) сравнение напряжений в неусиленном и усиленном вагоне; в) проверка правильности принятого способа расчета.

а) По нашему мнению, непосредственное сравнение напряжений при статической нагрузке с допускаемым напряжением, как это делалось раньше, неправильно. Как показали записи напряжений, вагоны работают на динамическую переменную нагрузку, которая может в конструкции вызвать разрушение от усталости. Поэтому напряжение следует сравнивать не с общим допускаемым напряжением, а с допускаемыми напряжениями с учетом усталости для каждого типа сварных стержней или сварных соединений индивидуально. Сравняться должны не статические, а динамические напряжения, измеренные во время хода поезда. Статическими напряжениями можно пользоваться только условно, умножив их на расчетный динамический коэффициент. Этот условный способ будет менее точным, так как динамические коэффициенты для разных элементов не одинаковы.

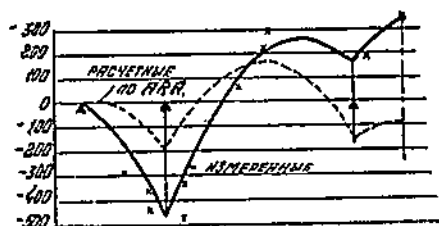


Рис. 1. Напряжения в нижних полках хребтовой балки большегрузного сварного крытого вагона.

б) Сравнение напряжений в вагоне усиленной конструкции с напряжениями в неусиленной ¹⁾ может показать, что при увеличении сечений в элементах вагона напряжения действительно уменьшились. Однако более правильно сделать такое сравнение при динамической, а не при статической нагрузке, если желательно детально убедиться в том, что улучшение конструкции достигнуто. Во всяком случае, сравнение напряжений в одной конструкции и в другой конструкции — недостаточно, ибо остается невыясненным, не занижены ли напряжения и не увеличена ли без надобности тара вагона. Сравнение должно быть дополнено сравнением с допускаемыми напряжениями, выведенными из пределов усталости соответствующих типов сварных соединений.

в) Проверка правильности способа расчета напряжений от заданной нагрузки может быть с успехом произведена путем измерения напряжений при статической нагрузке. Например, измерения напряжений в раме крытого большегрузного вагона ²⁾ показало, что действительные напряжения сильно разнятся от расчетных (рис. 1), определенных по приближенному способу.

г) Из сказанного выше еще не следует, что статические испытания вагона могут принести мало пользы. Измерения статических напряжений могут дать представление о том, насколько удачна конструкция кузова, в которой многие элементы решетки прикрепляются с большими эксцентриситетами. Измерения могут выявить величину дополнительных напряжений от эксцентриситетов и от жесткости узлов. При динамической нагрузке действие эксцентриситетов и жесткости узлов сохраняется; если статические измерения показали большие перенапряжения, то такие же относительные перенапряжения будут иметь место и при ходе поезда. Поэтому статические измерения могут дать представление о правильности и удачности конструкции.

Статические испытания могут быть полезными для выяснения достаточной устойчивости элементов, работающих, главным образом, не на удар. Расчетная устойчивость может оказаться выше практической, благодаря наличию эксцентриситетов в креплениях стержней, уменьшающих критическую силу. Для опытной проверки устойчивости испы-

¹⁾ См., напр., Испытания 50 т платформы, сборник: Транспортное машиностроение, № 11.

²⁾ Сборник: Транспортное машиностроение, № 4.

туемый вагон следует загружать до тех пор, пока не произойдет выпучивание слабейшего элемента. Действительный коэффициент запаса на устойчивость равен отношению опытной нагрузки к величине эксплуатационной нагрузки, умноженной на динамический коэффициент. Если при подобном испытании в каком-либо из элементов наступит текучесть прежде, чем потеря устойчивости, то испытание даст величину запаса на текучесть в слабейшем элементе. Этот коэффициент равен отношению последней испытательной нагрузки, вызвавшей текучесть, к эксплуатационной нагрузке, умноженной на динамический коэффициент.

Из сказанного следует, что кроме измерения статических напряжений, статические испытания следует производить при увеличивающейся нагрузке до выпучивания или до появления текучести в необходимом элементе вагона. После этого вагон уже негоден для эксплуатации. Этим определяется предельная нагрузка по статической прочности и коэффициент запаса.

Статические испытания необходимы также для определения напряжений в разных случаях подъема груженного вагона, которые могут встретиться при ремонте. При этих испытаниях можно определить, не получают ли опасные напряжения при том или другом способе подъема, и может ли такой способ быть допущен на практике ремонта.

Измерение динамических напряжений. Эти испытания, по нашему мнению, являются наиболее существенными и необходимыми, так как производятся в эксплуатационных условиях и являются наиболее правильным показателем эксплуатационных свойств вагона. Мы не касаемся выяснения характера колебаний вагона, которые зависят от длины базы, жесткости и расположения рессор и могут оказаться недопустимыми (галомирование, переваливание и т. д.). Мы интересуемся только напряжениями во время хода поезда и при маневрах. Эти напряжения являются показателями прочности вагонных деталей.

а) *Два вида динамических напряжений.* Мы будем различать динамические напряжения при езде, которые можно представить в виде статических напряжений, умноженных на динамический коэффициент, зависящий от колебания кузова на рессорах, и динамические напряжения при ударах во время маневров, зависящие от скорости удара. Это различие необходимо, так как при ударах скорость нарастания напряжений больше, чем при вибрациях во время хода поезда. Кроме того, возможное число ударов значительно меньше (десятки или сотни тысяч), чем число перемен нагрузок во время хода поезда (до $100 \cdot 10^6$). В результате допускаемые напряжения при ударах должны быть значительно выше, чем при расчете на усталость (см. нашу статью: Методы улучшения сварных соединений товарных вагонов и допускаемые напряжения для них).

До недавнего времени не было разработано надежного способа измерения динамических напряжений во время эксплуатации вагонов. Лишь недавно эти напряжения в вагонах стали измерять и записывать при помощи угольных тензометров Зимана. Эти тензометры оказались недостаточно точными. В настоящее время НИИЖДТ и Главтрансаш для измерения динамических напряжений пользуются тензометрами системы инж. Чиркова, которые по отзывам работников указанных организаций дают большую точность. Однако можно думать, что эти тензометры далеки еще от совершенства, так как показания их не пропорциональны силам.

Последний недостаток отчасти исправляется введением в электрическую схему добавочных сопротивлений. В результате тензометры дают возможность определить характер напряжений и приближенно их величину при эксплуатационной езде.

Что же касается напряжений при ударах, то возникает сомнение, могут ли записи при ударах расшифровываться на основании тарировки приборов при статической нагрузке. Необходимо произвести специальное исследование, насколько может быть велика ошибка в этом случае, и являются ли записи напряжений при ударах преувеличенными или преуменьшенными. В удобных телегензометрах изменение сопротивления при ударе может быть совсем иным, чем при таком же статическом сжатии. Кроме того, при ударе влияет инерция самого прибора, искажающая показания. Проблема безинерционного прибора еще не решена, поэтому на записи показаний при ударах следует смотреть как на ориентировочный материал.

б) *Измерение динамических напряжений во время хода поезда.* На основании сказанного, при современном состоянии измерительной техники наиболее ценными являются результаты измерений динамических напряжений при эксплуатационной езде. Они дают возможность выяснить величины динамических коэффициентов, характер амплитуды напряжений, частоту перемен нагрузок и, следовательно, количество нагрузок за все время существования вагонов. Эти данные необходимы для определения основных данных для расчета вагонных частей на усталость и для проверки прочности данного испытываемого вагона на усталость. Динамические напряжения в вагоне при езде должны быть измерены в самых опасных местах, где величина и амплитуда напряжений получаются наибольшими. Эти места могут быть намечены заранее путем соответствующих расчетов, а также по аналогии с теми местами (в других типах или в рассматриваемом типе вагонов), где при эксплуатации обнаруживаются трещины.

Измеренные динамические напряжения следует сравнивать с пределами усталости аналогичных типов соединений, которые должны быть заранее известны, или же с допускаемыми напряжениями, выведенными из указанных пределов усталости.

в) *Измерение динамических напряжений при ударах.* По указанным выше причинам измерения напряжений при ударах при помощи телегензометров могут дать лишь ориентировочный материал, по которому можно установить знак напряжений и наиболее напряженное место. Судить об ударной прочности по этим напряжениям пока нельзя, точно также нельзя определить силы, действующие на раму при ударе, пока не будет установлена надежность показаний телегензометров. Одновременно необходимо выяснить вопрос о допускаемых напряжениях при ударах, для чего нужно определить величины ударных пределов усталости разных типов сварных соединений. Для лабораторного определения величин ударной усталости должно быть установлено расчетное число ударов, которое должен выдержать вагон за время своего существования. Наконец, способ расчета напряжений при ударе должен быть пересмотрен, так как существующий способ по фиктивной силе удара явно неправилен, ибо при расчете на удар следует исходить не из фиктивной силы, а из энергии, поглощаемой деталью при ударе.

г) *Ударные испытания без измерений напряжений.* К таким испытаниям прибегают и прибегают в настоящее время, поскольку способы измерения напряжений при ударах недостаточно надежны. При испытаниях вагонов на удар обычно ставят следующие цели:

а) Убедиться, что при нормальных скоростях при ударе в вагоне не получается никаких повреждений.

б) Определить скорость соударения, при которой в вагоне появляются повреждения, и определить слабые места вагона с целью их усиления или исправления конструкции.

в) Сравнить прочность при соударениях новой конструкции вагона со старой конструкцией, оправдавшей себя на практике.

При этом производятся наблюдения за появлением трещин и измерения остаточных деформаций, для чего производят нивелировку, ряд измерений и тщательный осмотр до ударных испытаний и после ударных испытаний.

а) Убедиться, что при нормальных скоростях при ударе в вагоне не получится повреждений, можно только путем длительного испытания, когда вагон выдержит то число ударов, которое он должен выдержать за все время своего существования. Такое испытание в короткий срок можно произвести только на специальной весьма мощной установке для испытания на ударную усталость целых вагонов. Пока такой установки нет, испытание одной или даже несколькими сотнями нормальных ударов не даст ответа на вопрос, имеет ли вагон достаточную прочность. Определенный ответ может получиться лишь в случае обнаружения дефектов уже при небольшом числе нормальных ударов.

б) Испытания рядом ударов с возрастающей скоростью до появления дефектов могут дать понятие о величине запаса и о слабых местах при одиночном ударе, но не могут выяснить запаса и слабых мест при ударной усталости. Испытание отличается простотой, выясняет величину недопустимой скорости при одиночном ударе, но не выясняет полностью, достаточно ли долговечен вагон и нет ли в нем излишних запасов.

в) Сравнение прочности старой и новой конструкции вагона путем ударов с возрастающей скоростью легко может привести к неверным выводам относительно целесообразности новой конструкции. Действительно, если конструктор будет знать, что при будущих испытаниях старый тип вагона явится мерилom прочности при ударах, то при проектировании конструктор будет стараться увеличить прочность частей вагона, а не облегчить его вес. В результате новая конструкция окажется не легче старой вследствие наличия излишних запасов прочности, не выясненных путем указанного испытания. Добавим, что такое испытание не дает никаких указаний относительно долговечности вагона, т. е. прочности на усталость.

В качестве примера, к каким результатам может привести такое сравнительное испытание, приведем отчет об итогах испытания на удар легковесных крытых вагонов, составленный для Американской ж.-д. ассоциации в 1937 г. Сравнивались путем ударов легковесные вагоны новой конструкции из стали кор-тен со старыми вагонами. Деформации и трещины в новых вагонах появлялись при меньшем числе ударов, чем в старом.

Остаточные прогибы и число повреждений в легковесных вагонах оказались больше, чем в вагонах старой конструкции.

Комиссия пришла к следующему заключению: „Поскольку пульмановский (легковесный) вагон обладает некоторыми особенностями, отсутствующими у вагона ААР (старого); как, например, сварка, применение качественной легированной стали с меньшими сечениями и плоские концевые стойки, то практически оказалось невозможным сравнивать разницу в результатах испытаний на удар, полученных для этих вагонов“. В результате испытаний легковесные вагоны были признаны достаточно прочными и приняты для постройки и эксплуатации.

Мы видим, что сравнительные ускоренные испытания не дают представления об абсолютной прочности вагонов, которая только может быть критерием пригодности вагона для эксплуатации, тем более, что сравнительные испытания производятся при недопустимых скоростях.

Искусственные крушения. При искусственном крушении устраивают сход вагонов с рельсов, провал вагона или удар в тупик при большой

скорости движения. При крушениях вагоны с деревянным кузовом входят один в другой или разбиваются в щепки, вследствие чего погибает груз или пассажиры, находящиеся в вагоне. Вагоны с металлическим кузовом при крушении не разлетаются на куски; энергия удара вызывает главным образом большие деформации металлического каркаса и обшивки, что частично предохраняет груз от гибели¹⁾. Неоднократно на-

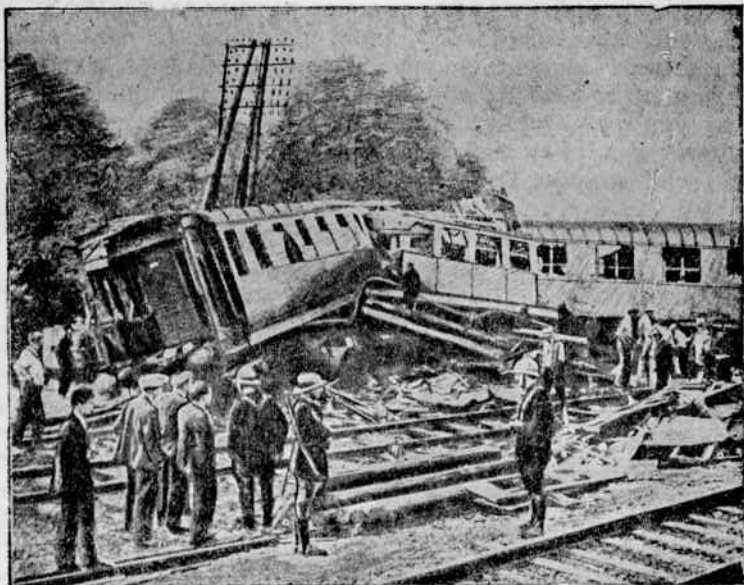


Рис. 2

блюдалось, что при крушениях в вагонах с металлическим кузовом число жертв меньше, чем в деревянных вагонах.

В виде примера на рис. 2 показано крушение пассажирского поезда 29 июля 1937 г. в 15 км от Парижа. При этом крушении деревянные вагоны разбились, а металлические остались целыми. Большая часть из 29 жертв находилась в деревянном вагоне. На фотографии слева виден деревянный вагон, налетевший на металлический вагон, справа. Деревянный вагон разрушился посередине, в то время как металлический остался целым. Другой деревянный вагон в этом поезде был совершенно разрушен.

На основании сказанного следует признать, что искусственное крушение является необходимым видом испытания пассажирских вагонов. Вагон следует считать выдержавшим такое испытание, если от удара во время крушения он не разрушается на части, не теряет своей формы и объема, и в нем произойдут пластические деформации, смягчающие удар и не угрожающие гибелью грузу, находящемуся в вагоне.

Основные недостатки современных видов испытаний вагонов. На основании сказанного следует признать, что многие из применяемых в настоящее время способов испытания страдают тем основным недостатком, что не отражают поведения всего вагона, как целой конструкции, при длительной эксплуатации, т. е. не выясняют долговеч-

¹⁾ L'ossature metallique, 1936, № 6; 1937, № 9. Railway Gazette, 22, May, 1936. Bulletin de l'Assoc. Internat. des Congrès des Chemins de Fer, Septembre 1938 (№ 9).

ности вагона. Испытания статической нагрузкой и малым числом ударов могут дать представление о величинах запасов при одиночной нагрузке или при одиночном ударе, причем эти величины запасов относятся к неоднородным показателям. Например, при статической нагрузке можно выяснить запас в нагрузке, а при ударных испытаниях можно выяснить запас в скорости одиночного удара, сравнивая допустимую скорость при ударах во время маневров с той скоростью удара, при которой вагон получает разрушения, делающие его негодным для дальнейшей эксплуатации. Является вопрос, насколько нужна такая характеристика, поскольку допускаемая скорость ударов в первую очередь лимитируется соображениями о сохранности груза.

Цели испытания новых вагонов. Испытание экспериментальных облегченных вагонов нового типа преследует особые цели, несколько отличные от тех, которые до недавнего времени ставили себе заводские конструктора, выпускающие в производство новый тип вагона. В последнем случае конструктор был обычно заинтересован в том, чтобы его вагон оказался не менее прочным, чем некоторые существующие вагоны, не обнаружившие во время эксплуатации дефектов. В противном случае проект мог быть признан неудачным, и новый вагон недостаточно прочным. Поэтому конструктор иногда не останавливался перед утяжелением некоторых деталей для создания необходимой сравнительной прочности. В отличие от этого правильнее ставить своей целью создание облегченного вагона, годного не для соревнования в прочности с нерациональным тяжелым типом вагона, а достаточно прочного и долговечного при эксплуатации. Поэтому нас не должно смущать, если первый пробный вагон окажется недостаточно прочным: это лишь укажет его слабые места, которые будут усилены в зависимости от рода разрушения и числа нагрузок, вызвавших разрушение. Мы не видим ничего плохого в том, чтобы переоблегчить некоторые опытные вагоны, поскольку они послужат лишь материалом для дальнейших усовершенствований конструкции вагона.

Испытания прочности экспериментальных вагонов можно разделить на три группы.

I. Определение или проверка запасов прочности при статической нагрузке и при одиночных ударах.

II. Проверка долговечности вагона в эксплуатационных условиях.

III. Дополнительные испытания.

Проверка запасов прочности при статической нагрузке и при одиночных ударах. Проверку запасов прочности можно произвести, нагружая вагон нагрузкой, равной расчетной, умноженной на динамический коэффициент и на принятый коэффициент запаса; при ударе увеличивают скорость удара до той величины, которую считают предельной. Если при испытаниях в основных элементах не произойдет разрушений или выпучиваний, выводящих вагон из строя, то запас прочности считается достаточным. Мелкие разрушения, не грозящие аварией вагона, не считаются опасными.

а) *Статическое испытание.* Измеряются напряжения в наиболее напряженных местах рамы и кузова при полной нагрузке отдельно штучным грузом и отдельно сыпучим грузом. Величина нагрузки принимается равной расчетной, умноженной на динамический коэффициент¹⁾. Измеренные напряжения сравниваются с расчетными для проверки правильности способа расчета. При этом выясняется влияние эксцентриситетов прикреплений элементов ферм кузова, величины дополнительных

¹⁾ При испытании сыпучим грузом зерно можно догрузить чугунами чушками.

напряжений и прогибов. По величинам дополнительных напряжений можно судить о том, достигнуто ли улучшение конструкции путем уменьшения эксцентриситетов, изменения типа сечения и т. д. Так как в величине нагрузки уже учтен расчетный динамический коэффициент, то можно произвести предварительное сравнение напряжений с допускаемыми при вибрационной нагрузке и выяснить некоторые опасные места, в которых необходимо будет установить приборы при динамических испытаниях.

После измерения напряжений приборы снимаются и производится испытание все возрастающей нагрузкой до потери устойчивости или наступления текучести в каком-либо ответственном элементе. Если разрушение начнется в шве, то шов заваривается, и испытание продолжается. Целью такого испытания является определение величины запаса на текучесть и устойчивость в элементах конструкции при статической нагрузке. Коэффициент запаса должен быть не меньше, чем в строительных конструкциях, т. е. $2400:1400 = 1,7$. Вместо испытания до текучести или до потери устойчивости достаточно произвести проверку нагрузкой, равной расчетной, умноженной на коэффициент запаса 1,7, с учетом также собственного веса вагона.

Этот коэффициент запаса выше, чем расчетный динамический коэффициент; однако нужно не забывать, что в отдельных случаях, не решающих для усталости, динамическая добавка может превышать величину, принятую для расчета на усталость.

Если при этом не будет опасных деформаций, то величину запаса можно считать достаточной. При последнем способе опытный вагон сохраняется для дальнейших испытаний.

б) *Испытание одиночными ударами.* Ввиду отсутствия надежных методов записи напряжений при ударах и правильных допускаемых напряжений, испытание одиночными ударами приходится производить без измерения напряжений, так как неправильные записи, которые не с чем сравнить, не могут дать понятия о прочности. Судить о достаточном запасе прочности можно по отсутствию разрушений или остаточных деформаций при предельной скорости удара. На наших железных дорогах допустимая скорость удара при маневрах не установлена. По Т. У. ассоциации Коммерческих агентов Американских ж. д. скорость при маневрах допускается не более 5 миль/час $= 8 \text{ км/ч}^1$). Ввиду отсутствия других установленных данных предлагаем предельной скоростью при испытаниях на одиночные удары считать $10-12 \text{ км/ч}^2$). Допускаемая скорость, очевидно, будет меньше. Если вагон выдержит $10-20$ ударов с такой скоростью без разрушений или больших остаточных прогибов в основных элементах, выводящих вагон из строя и грозящих аварией в движении, то запас прочности на одиночный удар следует считать достаточным. Мелкие и незначительные повреждения не считаются опасными.

Разрушения швов вследствие их плохого качества также не могут быть показателями недостаточной прочности всей конструкции в целом.

Проверка долговечности вагона. Если в старых тяжелых вагонах во многих элементах можно не бояться явления усталости вследствие колебания вагона на рессорах, то в облегченных вагонах, сечения элементов которых уменьшены, необходимо убедиться в этом путем специальных опытов. Наилучшим показателем, конечно, является практика; однако прямое испытание на долговечность в действительных условиях эксплуатации будет настолько длительным, что потеряет всякий смысл. Поэтому для проверки долговечности вагона приходится прибегать к уско-

¹⁾ Impact Test of Box Cars by ARA. Railway Age, 1924, August 11.

²⁾ Эта скорость должна быть уточнена специалистами вагонниками.

ренным методам испытаний, сознавая некоторую условность таких испытаний. Из возможных методов испытаний следует выбрать тот, который будет наиболее близок к действительным условиям эксплуатации. Это предохранит от многих неожиданностей, которые обнаруживались не во время испытаний вагона, не соответствующих действительности, и даже не в первый год эксплуатации, а несколько позднее. К таким случаям можно отнести трещины у уголков волнорезов в цистернах, трещины в боковых швеллерах тележек метро.

Проверку долговечности вагона нужно производить для двух случаев, которые рассмотрим отдельно: для случая вибрационной усталости при ходе поезда и для случая ударной усталости при маневрах.

а) *Долговечность при вибрациях во время хода поезда.* Для выяснения этого вопроса представляются две возможности:

1) Измерение действительных напряжений во время эксплуатации в основных элементах вагонов (регистрация угольными телетензометрами) и сравнение их с пределами вибрационной усталости при $100 \cdot 10^6$ нагрузок соответствующих типов соединений. Указанные пределы усталости могут быть частично определены на основании уже известных опытов либо для некоторых новых или специальных типов соединений могут быть сравнительно быстро определены на моделях при помощи пульсатора или вибрационных машин.

2) Вибрационное испытание целого вагона на специальной установке. При проведении этого испытания исходим из положения, что динамическая добавка к статическим напряжениям является следствием главным образом колебаний на рессорах наддрессорной части вагона как целого, и что собственные колебания элементов рамы и кузова имеют меньшее значение для динамических напряжений. Этот взгляд более подробно обоснован в статье Г. В. Раевского: „Вибрационная нагрузка вагонов и вибрационные испытания сварных узлов вагонного типа“, помещенной в настоящем сборнике. Можно считать, что указанный взгляд достаточно верен для вагонов с жестким кузовом, как, например, крытый товарный вагон-гондola. Для платформы, состоящей из более гибких балок, собственные колебания балок будут, повидимому, оказывать большее влияние.

Таким образом, испытание на долговечность крытого вагона или гондолы можно произвести на специальной установке, подвергая кузов и раму колебаниям с теми ускорениями, которые испытывает наддрессорное строение в пути. Для этого вагон, нагруженный полной нагрузкой, надо поставить на рессоры нужной гибкости, и на или под вагон установить вибрационную машину, состоящую из двух синхронно работающих частей, расположенных над шкворневыми балками. Вибрационная машина сообщает наддрессорному строению вагона переменные усилия вверх и вниз и раскачивает его на рессорах. Несущие части кузова и рамы при этом испытывают добавочные усилия от динамических инерционных сил, равных массе (груза и кузова), умноженной на ускорение. Таким образом, динамические добавки в усилиях и напряжениях будут зависеть не от прогиба на рессорах, а от ускорений при колебаниях. Подбирая жесткость рессор и меняя число оборотов вибрационной машины, можно добиться ускорения, вызывающего нужную величину динамических добавок. При испытаниях величину динамических напряжений правильнее всего контролировать путем регистрации напряжений при помощи угольных телетензометров, которые сразу покажут напряжения, а не путем расчетного перехода от ускорений к напряжениям. Для ускорения испытания частоту колебания на рессорах можно сделать значительно большей, чем в пути; однако при этом необходимо следить за тем, чтобы эта частота не совпала с частотой собственных колебаний одной из балок рамы вагона.

Вибрационная машина для испытания целого вагона должна быть так устроена, чтобы могла возбуждать также и горизонтальные толчки и моменты, соответствующие работе вагона в пути. Величины ускорений во всех направлениях до время хода вагона необходимо выяснить из накопленных результатов соответствующих измерений и путем специальных опытов.

Для того, чтобы вагон полностью выдержал $100 \cdot 10^6$ перемен нагрузок, соответствующих его 30—40-летней службе, необходимо весьма продолжительное время: при большой частоте колебаний в 1000 кол./мин. потребуются 208 восьмичасовых смен. Добавив сюда время на ремонт установки, смену лопнувших рессор и разные непредвиденные задержки, получим, что испытание продлится около полугода. Время испытания можно значительно сократить, если воспользоваться тем обстоятельством, что кривые усталости для сварных конструкций в области большого числа перемен нагрузок идут весьма полого, т. е. близко к горизонтали (см. нашу статью „Методы улучшения сварных соединений товарных вагонов и допускаемые напряжения для них“, § 2 рис. 2). В этой статье мы сочли возможным для определения пределов усталости при $100 \cdot 10^6$ нагрузок воспользоваться данными для пределов усталости при $2 \cdot 10^6$, умножив их на коэффициент 0,73 или 0,89. Ввиду того, что эти коэффициенты близки к единице, ошибка от такого перехода не будет велика. На основании сказанного считаем возможным уменьшить число испытательных циклов до $2 \cdot 10^6$, увеличив нагрузку и величины динамических добавок напряжений на 27%. Время испытания сократится в 50 раз, что позволит быстрее получать результаты и увеличить число испытываемых объектов без увеличения количества испытательных установок.

Оба варианта определения долговечности при вибрациях имеют свои преимущества и недостатки, которые мы рассмотрим.

В первом способе испытания напряжения измеряются в действительной конструкции при действительных условиях эксплуатации, от действительных сил, а пределы усталости определяются на лабораторных образцах, которые, однако, могут иметь размеры, достаточно близкие к действительным размерам в вагонных конструкциях. Таким образом, по пределам усталости лабораторных образцов мы судим о долговечности действительной конструкции. Это является главным недостатком первого способа. Достоинством его является то обстоятельство, что измерения напряжений все равно делают во время испытаний или во время пробного пробега, и для этого существует соответствующая аппаратура.

Во втором способе на долговечность испытывается настоящая конструкция вагона, но нагрузки и, следовательно, напряжения в частях конструкции будут только приблизительно отражать действительные усилия и напряжения, так как на специальной установке трудно воспроизвести все разнообразие нагрузок, воспринимаемых вагоном в пути. Это является недостатком метода испытания. Другим недостатком является необходимость постройки очень мощной установки, которая не только требует продолжительного времени для проектирования и постройки, но также и для освоения, т. е. изучения ее свойств.

Таким образом, оба способа являются условными и, пожалуй, в одинаковой степени. Поэтому следует отдать предпочтение первому способу как более простому, во всяком случае на первое время, пока будет изготовлена специальная установка.

б) *Долговечность при маневровых ударах.* Как указывалось в статье „Методы улучшения сварных соединений товарных вагонов и допускаемые напряжения для них“, § 1, вагон должен за время своего существования выдержать несколько десятков тысяч ударов при маневрах с нормальной скоростью. Для определения долговечности в этих условиях возможны

были бы также два способа, аналогичные рассмотренным при вибрациях, если бы существовал надежный метод измерения напряжений при ударах. Ввиду отсутствия такового первый из способов отпадает, и остается второй — прямое испытание установленным числом ударов при некотором ассортименте скорости. Эти скорости должны быть определены вагонниками путем специальных поездок с необходимыми измерительными приборами. Для сообщения испытываемому вагону нескольких десятков тысяч ударов очевидно, необходима специальная установка. Проще всего такую установку можно представить себе следующим образом. Испытуемый вагон с полной нагрузкой находится на горизонтальном участке пути достаточной длины. На концах участка находятся полногрузные вагоны в незаторженном состоянии, как при маневрах, либо упор. Испытуемый вагон приводится в движение либо установленным на нем мотором (с соответствующими амортизаторами), либо при помощи бесконечного троса от лебедки, расположенной вблизи пути. Испытуемый вагон по очереди ударяется в крайние вагоны с нужной скоростью или же испытываемый вагон поднимается бесконечным тросом на горку, скатывается с нее и ударяется в упор.

Дополнительные и специальные испытания. К дополнительным испытаниям мы относим пробный пробег, а к специальным — испытания в условиях погрузки и разгрузки вагона, и другие, в зависимости от назначения вагона. Искусственное крушение имеет смысл главным образом для пассажирских вагонов; поэтому, данного способа испытания мы здесь не рассматриваем.

а) *Пробный пробег.* Пробный пробег производится в груженном состоянии (или с некоторым перегрузом, напр., в 10%) на большое расстояние, напр., 5000 км. Для пробега следует избирать маршрут, изобилующий тяжелыми участками. После пробега производится освидетельствование вагона, чтобы убедиться в отсутствии повреждений или выяснить слабые места. Пробный пробег можно совместить с измерением динамических напряжений для выяснения величины амплитуд напряжений и динамических коэффициентов в эксплуатационных условиях.

б) *Специальные испытания.* Если вагон предназначен для загрузки при помощи грейфера (ковша) или других приспособлений, причем груз может падать с некоторой высоты, то для обследования прочности вагона в условиях загрузки и разгрузки нужно произвести специальные испытания. Испытания производятся путем многократной загрузки и разгрузки в действительных условиях. К этому нужно присоединить испытания путем подъема груженного вагона за специальные консоли или за буферный брус, как это делается для выкатки тележки при ремонте без разгрузки вагона. Испытания должны показать, допустима ли такая подъёмка, если этого вопроса нельзя выяснить расчетом. При подъёмке измеряются напряжения тензометрами, расположенными на тех элементах, где ожидаются перенапряжения.

Rationelle Methoden der Prüfung von Wagen

B. N. Gorbunow

Zusammenfassung

Viele der gegenwärtig angewandten Methode zur Prüfung der Festigkeit von Wagen (statische Belastung und Probe mit wenigen Schlägen von verschiedener Geschwindigkeit) weisen den Grundmangel auf, dass sie nicht das Verhalten des gesamten Wagens bei dauernder Exploitation wiedergeben, d. h. die Standhaftigkeit des Wagens nicht feststellen. Bei dynamischen Versuchen werden die gemessenen Spannungen mit der zulässigen Spannung unter statischer Belastung, aber nicht mit den Dauerfestigkeit und Schlagdauerfestigkeit der geschweissten Verbindungen verglichen. Die Prüfungen auf Schlag sind vorwiegend zum Vergleich durchgeführt.

Die Festigkeit eines Wagens von vermindertem Gewicht muss nicht durch Vergleich mit der Festigkeit eines Wagens von unrationeller Schwere bestimmt werden, sie hängt von der Bedingung ab, dass der Wagen von genügender Festigkeit und Standhaftigkeit bei der Exploitation sein soll. Deshalb müssen die Versuchswagen zur Feststellung der Festigkeit folgenden Versuchen unterworfen werden.

1. Prüfung der Festigkeitsreserven unter statischer Belastung und einzelnen Schlägen

Bei statischen Prüfungen muss der Wagen einer Belastung ausgesetzt werden, die der mit dem dynamischen Koeffizient multiplizierten Berechnungslast gleich ist. Die gemessenen Spannungen werden mit den Berechnungsspannungen und den bei Vibrationsbelastung zulässigen Spannungen verglichen. Bei Prüfungen mit einzelnen Schlägen werden die Wagen durch einzelne Schläge unter Geschwindigkeiten geprüft, welche nur etwas die beim Manövrieren zulässigen Geschwindigkeiten übertreffen. Dabei müssen die Grundelemente des Wagens keine wesentlichen Beschädigungen erleiden.

II. Prüfung der Standhaftigkeit des Wagens

Zur Prüfung der Standhaftigkeit des Wagens bei Vibrationen während der Bewegung des Zugs gibt es zwei Möglichkeiten.

1. Die Messung der wirklichen Spannungen in verschiedenen Wagenelementen bei Exploitation und der Vergleich derselben mit den im Laboratorium bestimmten Dauerfestigkeitsgrenzen der entsprechenden Elemente bei $100 \cdot 10^6$ Belastungen.

2. Die Vibrationsprüfung des ganzen Wagens in einer speziellen Anlage. Dabei geht man vom Grundsatz aus, dass die dynamischen Zusätze zu den statischen Spannungen hauptsächlich die Folge von Schwankungen des über den Federn liegenden Wagenteils sind.

Um die Probedauer zu verkürzen, kann die gesamte Anzahl der Belastungen bei Prüfung der Standhaftigkeit bis zu $2 \cdot 10^6$ vermindert werden, wobei die Belastung und ihre Amplitude den Ermüdungskurven geschweisster Verbindungen gemäss vergrößert wird.

Die Probe auf Standhaftigkeit bei Manövrierungsschlägen muss in einer speziellen Schlaganlage, z. B. in der Form eines Hügels, durchgeführt werden. Auf diesen Hügel wird der Wagen mit einem Seil emporgezogen; er rollt von diesem Hügel herab, stösst mit erforderter Geschwindigkeit auf ein Hindernis oder auf einen Wagen und wird wieder mit dem Seil emporgezogen.

Der Wagen muss viele Tausende von Schlägen mit Geschwindigkeiten aushalten, welche die beim Manövrieren zulässigen Geschwindigkeiten nicht übertreffen sollen. Da die erwähnten Prüfungen die Standhaftigkeit unter wirklichen Exploitationsbedingungen feststellen sollen, muss die Geschwindigkeit und Zahl der Schläge durch mit der Arbeit von Wagen in der Praxis gemachten Beobachtungen festgestellt werden.

III. Zusätzliche und spezielle Prüfungen

Zu solchen Prüfungen gehören: ein Probelauf mit einiger Überbelastung auf einem Tausende von Kilometern langen Wege, eine mechanische Belastung und Entlastung der Wagen, das Aufheben des belasteten Wagens vom Drehgestell für Reparaturzwecke usw.

Облегчение сварной тележки пассажирского вагона

А. Е. Аснис

§ 1. Вступление

Значение облегчения веса вагона. Значение снижения веса тары вагона и экономический эффект, который при этом получается, подробно выяснены в статье Г. В. Раевского „Проблема прочности и веса сварных вагонных конструкций“, помещенной в настоящем сборнике. Мы только подчеркнем, что эксплуатационная стоимость каждого тоннокилометра пассажирского вагона гораздо выше, чем стоимость тоннокилометра товарного вагона. Поэтому вопросу о снижении веса тары пассажирского вагона должно быть уделено самое серьезное внимание.

Облегчение веса вагона может идти по нескольким линиям: уменьшение веса кузова вагона, веса рамы вагона и веса тележки вагона. Мы занимались по заданию ЦВ НКПС вопросом облегчения веса тележки пассажирского вагона.

Основной показатель экономичности тары—отношение веса тележек к полезной нагрузке на пятники в спальнях пассажирских вагонов—у нас, в СССР, значительно выше, чем на железных дорогах других стран. Так, у нас в существующей конструкции 20,2 *т* вагона

$$\frac{G}{P} = \frac{7,1}{22} = 0,322,$$

где *G* — вес тележки;

P — полезная нагрузка на пятник.

В других же странах этот же коэффициент равен 0,288—0,286 (см. Modern Railway Welding Practice O. Bondy, 1937).

Возможность облегчения веса пассажирских тележек ясно видна из следующего сравнения: вес тележки Пульмана равен 5,85 *т*, вес тележки Фетте равен 6,1 *т*, вес тележки „сварная безбалансирная“ равен 5 *т*, вес тележки типа ЦВТ НКПС—7,1 *т*.

Остановимся кратко на описании существующих типов тележек и основных требованиях, предъявляемых к ним.

Описание существующих типов тележек и требования, предъявляемые к ним. Основными требованиями, предъявляемыми к конструкции тележек, являются:

- а) безопасность движения при минимальном весе конструкции;
- б) низкая стоимость и удобство эксплуатации и ремонта;
- в) спокойствие хода.

Под пассажирскими вагонами СССР имеются люлочные тележки типов Пульмана, Фетте и тройного подвешивания. С 1931 г. начали выпускаться сварные тележки безбалансирные и с 1938 г. выпускаются сварные тележки ЦВТ НКПС балансирные. Все вышеуказанные тележки различаются

между собою, главным образом, системой передачи нагрузки от рамы на буксы и конструкцией рамы (см. рис. 1).

Рассмотрим отдельно каждое требование, предъявляемое к конструкции тележки.

а) Безопасность движения при минимальном весе конструкции. Для безопасности движения все детали тележки должны

обладать достаточной прочностью, которая обеспечивается: 1) применением надлежащего качества материала для изготовления; 2) выбором достаточных размеров деталей, проверенных расчетами и опытом, и удачными конструктивными формами деталей; 3) надлежащим способом соединения между собой всех деталей тележки и 4) правильным выбором технологических процессов изготовления.

Все эти условия обеспечивают детали тележек от поломок, угрожающих аварией поезда.

б) Низкая стоимость эксплуатации и может быть получена, главным образом, путем уменьшения веса конструкции, объема ремонта, путем повышения удобства его выполнения с меньшей затратой рабочей силы и материалов и увеличения продолжительности безопасной службы отдельных деталей тележки.

в) Спокойствие хода или ходовые качества тележки, помимо качества и состояния рельсового пути, зависят от конструкции ходовых частей тележки с рессорным подвешиванием и самого кузова вагона. Существенное влияние на величину колебаний имеет вес неподрессоренных частей и вес самой тележки (подробно см. § 9).

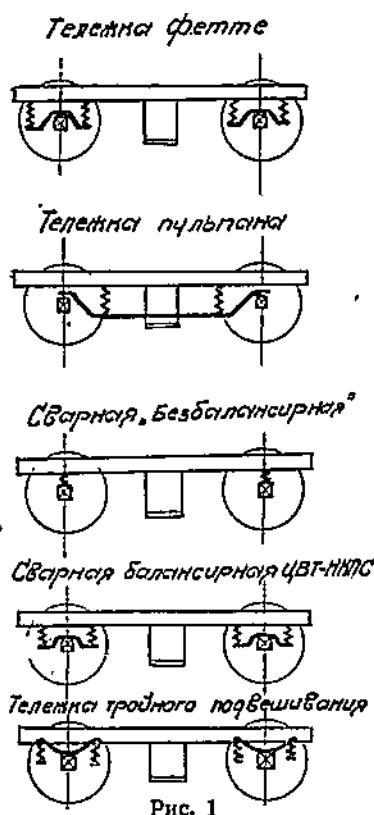


Рис. 1

§ 2. Методы повышения прочности сварных соединений и возможность облегчения веса

Мы исходим из того, что элементы пассажирской тележки работают в основном на вибрационную нагрузку. В последнее время получены новые опытные данные о работе сварных конструкций при вибрационной и вторичной ударной нагрузке и новые, проверенные опытом, теоретические выводы о пространственной работе брусев замкнутого сечения. Если воспользоваться этими выводами, то вес тележки может быть значительно облегчен.

Перечислим имеющиеся возможности повышения прочности и облегчения веса:

1) Правильно назначенные допускаемые напряжения на основании пределов усталости, полученных опытным путем.

2) Повышение качества выполнения сварки путем следующих главных мер:

- а) сварка в удобном для сварщика положении;
- б) правильный выбор сорта электрода;

в) правильный порядок сварки;

г) тщательный контроль сварки.

3) Конструктивные меры:

а) уменьшение местной концентрации напряжений у начала швов;

б) уменьшение общей неравномерности напряжений в прикреплениях путем соответствующего расположения швов и применения швов неполной длины;

в) запрещение сварки жесткого элемента к гибкой стенке;

г) уничтожение эксцентриситетов в узлах.

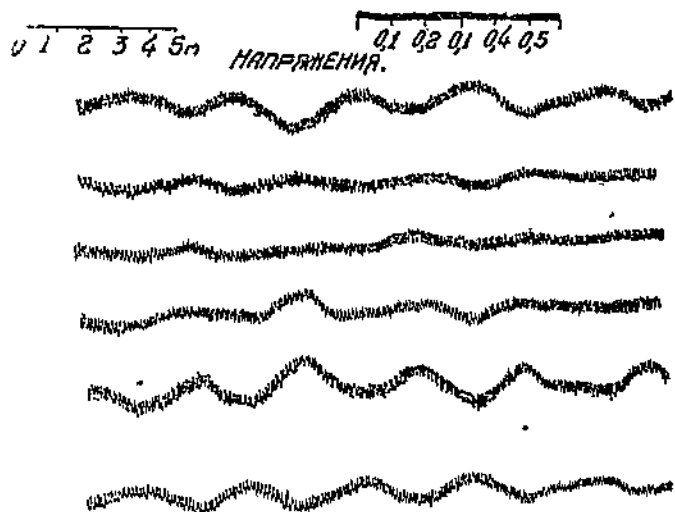
4) Применение замкнутых профилей для основных сечений.

Описание каждого вида улучшения прочности имеется в статье Б. Н. Горбунова в настоящем сборнике.

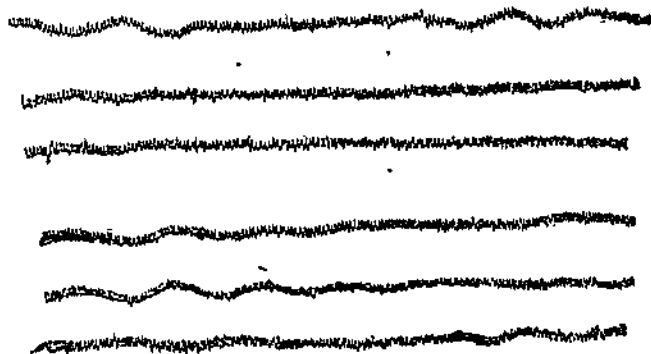
Мы здесь остановимся на вопросе о допускаемых напряжениях для элементов тележки.

Мы считаем необходимым напряжения в тележке сравнивать не с допускаемым при статической нагрузке напряжением, а с пределами усталости, так как на подрессоренную часть рамы тележки действует вибрационная нагрузка. Последнее обстоятельство подтверждается осциллограммами напряжений и колебаний, полученными при динамических испытаниях тележек, проведенных НИИЖДТ в 1937 и 1938 г.¹⁾, при испытаниях товарных вагонов в 1936 г., а также динамическими испытаниями, проведенными в Америке и описанными в журнале „Railway Age“, May, 1939; некоторые осциллограммы показаны на рис. 2—3.

На основании изучения результатов этих испытаний было установлено, что коэффициент перегруза или динамический коэффициент для тележек может быть принят равным 1,45. Эта цифра относится, главным образом,



ТОВАРНЫЙ ВАГОН N123 скорость 41,5 км/ч.



ТОВАРНЫЙ ВАГОН N123 скорость 60 км/ч.

Рис. 2

¹⁾ Отчет НИИЖДТ об испытании тележек пассажирских вагонов в 1938 г.

к прогибу рессор; для напряжений в частях рамы тележки нет достаточно достоверных цифр. Поэтому мы в дальнейшем условно примем указанную величину динамического коэффициента 1,45 и для напряжений, имея в виду, что в отдельных случаях динамический коэффициент может быть меньше и больше. Отдельные случаи перенапряжения, не имеющие регулярного характера, не создают усталости. Отметим, кроме того, что величина динамического коэффициента зависит от конструкции; поэтому для уточнения его необходимо в дальнейшем произвести измерения напряжений в новой тележке в действительных условиях эксплуатации.

Колебания рамы тележки при испытании

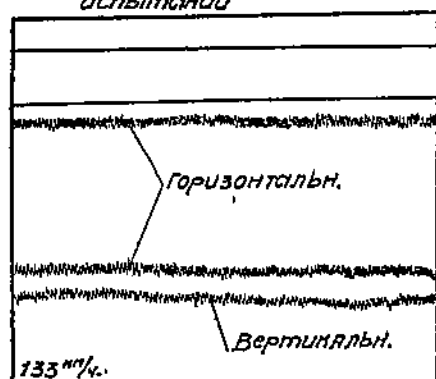


Рис. 3

Динамический коэффициент и результаты опытов с усталостью сварных соединений позволяют назначить допускаемые напряжения, как указано в § 3.

§ 3. Пределы усталости для элементов тележки

Напряжения в тележках носят переменный характер благодаря колебаниям кузова на рессорах, толчкам на кривых, при торможении и на рельсовых стыках. Количество перемен напряжений очень велико.

Количество циклов напряжений в товарном вагоне, подсчитанное в статье Г. В. Раевского, помещенной в настоящем сборнике, равно примерно $100 \cdot 10^6$. Несмотря на то, что пассажирский вагон находится в течение суток в движении большее количество времени и претерпевает большее количество циклов напряжений, мы считаем возможным принять это же количество циклов и для тележки, так как число колебаний выше $100 \cdot 10^6$ существенного влияния на усталость конструкции не оказывает.

Величину амплитуды напряжений при динамическом действии нагрузки можно вывести из динамического коэффициента (рис. 4), который, как указано в § 2 на основании опытов с тележками, мы принимаем равным $(1 + \mu) = 1,45$. Если обозначить напряжение при статической нагрузке $\sigma_{ст.}$, то максимальное напряжение

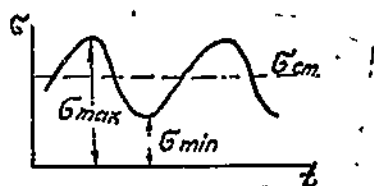


Рис. 4

$\sigma_{max} = \sigma_{ст.} (1 + \mu) = 1,45 \sigma_{ст.}$
а минимальное напряжение

$$\sigma_{min} = \sigma_{ст.} (1 - \mu) = 0,55 \sigma_{ст.}$$

Амплитуда напряжений равна

$$\sigma_{max} - \sigma_{min} = 0,9 \sigma_{ст.}$$

Мы видим, что амплитуда напряжений в элементах тележки достигает большой величины; при большом числе перемен нагрузок напряжения могут вызвать разрушение от усталости. Поэтому напряжения в тележках следует сравнивать с пределами усталости для тех типов соединений, которые применяются в вагонных тележках.

Таблица 1

Пределы усталости и допускаемые напряжения в кг/мм^2 для сварных соединений, в тележке

Источник	Тип соединений	Опытные данные о пределе усталости			Однозначный предел усталости при $100 \cdot 10^6$ нагр.	Однознач. допуск. напряжения	Допуск. напряж. для тележки
		Однозначный	Знакопеременный	При числе нагрузок			
Биретт	Балки с непрерывными продольными швами .	16		$2 \cdot 10^6$	11,67	11,1	14,0
Граф	Балки с ребрами, накладками и стыки балок с накладками, обваренными кругом, с незаглаженными швами .	10		$2 \cdot 10^6$	7,30	6,8	9,1
Граф	Балки с накладками, стыки балок с накладками, обваренными кругом, с заглаженными швами	17		$2 \cdot 10^6$			
Инстит. электро-сварки	Пересечения балок с непрерывающимися поясами, сваренными внахлестку лобовыми и фланговыми швами. Швы полшой длины, не заглажены		5	$1,5 \cdot 10^6$	5,6	5,1	6,8
То же	То же, швы заглажены .		7,5	$1,5 \cdot 10^6$	8,6	8,1	10,9
Граф	Стержни в прикреплениях фланговыми швами	8		$2 \cdot 10^6$	5,84	5,3	7,1

Величины пределов усталости мы выписали в табл. 1. К этой таблице необходимо сделать следующие пояснения.

1. В первом столбце указан источник, откуда взяты опытные данные о пределах усталости. В таблице мы использовали немецкие опыты Графа и Биретта и опыты Института электросварки в 1939 г. Последние были произведены специально с пересечениями балок.

2. Во втором столбце указан тип конструкции (балки с непрерывными швами, пересечения балок и т. д.), для которой определен предел усталости.

3. В третьем и четвертом столбце указаны величины однозначных или знакопеременных пределов усталости, определенных путем опытов. Немецкие опыты производились при помощи пульсаторов, на которых удобно можно было получать однозначную нагрузку, применяющуюся от нуля до максимума. Опыты Института электросварки производились на вибрационной машине, нагрузка от которой была знакопеременной и изменялась примерно на одинаковую величину в обе стороны от нуля. В первом случае определялся однозначный предел усталости, во втором случае — знакопеременный. Согласно опытным данным (Граф), знакопеременный предел усталости можно считать равным 0,6 от однозначного при растяжении. В пятом столбце указано, при скольких миллионах нагрузок определен предел усталости. Как видно из этого столбца, опыты доводились до $2 \cdot 10^6$ или $1,5 \cdot 10^6$ нагрузок.

4. Во всех опытах с усталостью сварных соединений разрушение от усталости происходило по основному металлу у начала швов, т. е. в месте концентрации напряжений. Поэтому напряжения относят не к

швам, а к основному металлу, рассчитывая так называемое номинальное напряжение путем деления продольной силы на площадь сечения стержня или изгибающего момента на момент сопротивления, т. е. не учитывая местной концентрации напряжений.

5. В шестом столбце даны величины однозначных пределов усталости, приведенных к $100 \cdot 10^6$ нагрузке. Так как ни одни опыты с целыми балками

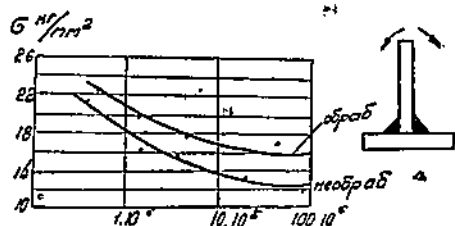


Рис. 5

не были доведены до такого большого числа нагрузок, то для приведения мы воспользовались результатами опытов Липпа с соединениями, показанными на рис. 5. В опытах Липпа число нагрузок было доведено до $100 \cdot 10^6$. Были испытаны два типа образцов: с обработанными и необработанными швами. Эти опыты обнаружили, что необработанные образцы не имеют истинного предела усталости, т. е. кривая Велера с уве-

личением числа нагрузок не стремится к асимптоте. Для необработанных образцов, испытанных Липпом, отношение пределов усталости при $100 \cdot 10^6$ и $2 \cdot 10^6$ нагрузок равно

$$\frac{11,6}{16} = 0,73$$

Для обработанных образцов обнаружен ясный истинный предел усталости. Отношение его к пределу усталости при $2 \cdot 10^6$ нагрузок равно

$$\frac{16}{18} = 0,89$$

Принимая эти же отношения и для балок, получим однозначные пределы усталости, выписанные в столбце 6.

6. В седьмом столбце выписаны однозначные допускаемые напряжения доп. σ_0 , полученные из данных предыдущего столбца путем вычитания величины запаса $0,5 \text{ кг/мм}^2$. Такую величину запаса мы считаем вполне достаточной, так как предел усталости отнесен к весьма большому числу нагрузок $100 \cdot 10^6$. Как видно по кривой Велера, в области большого числа нагрузок небольшое понижение напряжения соответствует весьма большому возрастанию числа нагрузок, так как в этой области кривая Велера идет очень полого. Таким образом, принятый запас вполне обеспечивает необходимую долговечность конструкции.

7. В восьмом столбце выписаны допускаемые напряжения для тележки, полученные из однозначных допускаемых напряжений доп. σ_0 по формуле

$$\text{доп. } \sigma_{\max} = \frac{\text{доп. } \sigma_0}{1 - 0,67 \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}}$$

Эта формула учитывает несимметричность цикла напряжений, колеблющихся от $\sigma_{\min}$ до $\sigma_{\max}$ (см. Патон, Горбунов, Стальные мосты, т. I, 1935, § 81). Коэффициент 0,67 получен на основании данных опытов со сварными соединениями. Как указывалось выше, при динамическом коэффициенте 1,45 напряжения колеблются от $\sigma_{\min} = 0,55 \sigma_{\text{ст.}}$ до $\sigma_{\max} = 1,45 \sigma_{\text{ст.}}$. Подставляя эти данные в формулу, получим

$$\text{доп. } \sigma_{\max} = 1,34 \cdot \sigma_0$$

Умножая данные столбца 7 на коэффициент 1,34 и несколько округляя результат, получим величины допускаемых напряжений для элементов тележки, выписанные в восьмом столбце. Допускаемое напряжение мы ограничили величиной 14 кг/мм^2 .

8. Как видно из таблицы, соединения с заглаженными швами значительно прочнее при вибрационной нагрузке, чем с необработанными швами. Плавный переход в лобовых швах накладок соединений достигается тем, что горизонтальный катет шва делается вдвое больше вертикального (рис. 6), и начало шва закругляется наждачным кругом или специальным фрезером, так что снимается тонкий слой металла, не более $0,5 \text{ мм}$.

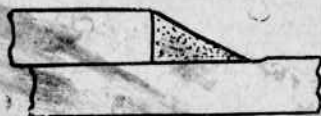


Рис. 6

9. Цифры допускаемых напряжений в столбце 8 табл. 1 выведены для растягивающих напряжений. Очевидно, что при сжатии опасность появления трещины усталости будет меньше, чем при растяжении. Это подтверждено опытами с усталостью стержней с отверстиями и с усталостью стыковых швов. При $2 \cdot 10^6$ нагрузок предел усталости стержней из Ст.3 с отверстиями получился около 28 кг/мм^2 , а стыкового шва — выше 26 кг/мм^2 . К сожалению, опытов на усталость при сжатии соединений с лобовыми и фланговыми швами произведено не было. На основании сказанного и в этом случае можно считать, что предел усталости будет выше, чем при растяжении. За отсутствием точных данных мы предлагаем допускаемые напряжения на сжатие при вибрационной нагрузке повысить на 20% по сравнению с допускаемым напряжением при растяжении, указанным в столбце 8. Если допускаемое напряжение при этом превысит 14 кг/мм^2 , то оно ограничивается величиной 14 кг/мм^2 .

10. Допускаемые напряжения в столбце 8 табл. 1 относятся к случаю расчета на регулярную вибрационную нагрузку. При расчете на совместное действие всех возможных невыгоднейших нагрузок мы считаем возможным повысить допускаемое напряжение до 1600 кг/см^2 , так как такое невыгоднейшее сочетание не имеет регулярного характера и не может вызвать усталости.

§ 4. Цель работы

Проблема рационализации типов сечения элементов рамы тележки представляет в настоящее время трудную задачу, так как пока еще достаточно не выяснены статические и динамические усилия, действующие на тележку вагона. Особенно это относится к боковым усилиям и усилиям от торможения. Поэтому в настоящее время о рациональности конструкции следует судить по результатам опытов в действительных условиях эксплуатации.

На теоретическим соображениям и лабораторным опытам можно наметить рациональную конструкцию, которая в дальнейшем должна быть подвергнута эксплуатационным испытаниям. Целью настоящей работы является наметить рациональную конструкцию облегченной пассажирской тележки для дальнейшей опытной проверки. Работа была проведена по следующему плану:

- а) определение конструктивных поправок в элементах тележки ЦВТ НКПС путем статического испытания;
- б) выяснение возможности облегчения путем сравнения с пределами усталости в табл. 1;

в) разработка новой конструкции облетченной тележки с рациональными сечениями.

Остановимся отдельно на испытании тележки и отдельно на разработке новой конструкции.

§ 5. Испытание тележки ЦВТ НКПС

Обследование построенных тележек. Для выяснения недостатков и преимуществ тележки ЦВТ было произведено обследование

депо пассажирских вагонов: Киев I пассажирский, Харьков Южной дороги, депо Московско-Курской и Московско-Киевской дорог. Обследование показало, что тележка ЦВТ никаких дефектов в эксплуатации не имеет. Однако было бы неправильным ориентироваться только на тележку ЦВТ, так, как эта тележка находится в эксплуатации только с 1938 г. и судить о ее прочности за такой короткий срок не представляется возможным. Поэтому была обследована также тележка типа „безбалансирная“, которая имеет такие же элементы рамы, как и тележка ЦВТ НКПС.

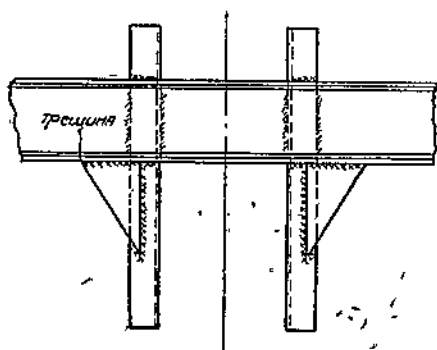


Рис. 7

Тележка типа „безбалансирная“ находится в эксплуатации с 1932—33 г.

Дефектов в осмотренных нами рамах таких тележек мы не обнаружили, и по заявлениям работников депо, трещины в рамах не наблюдались. Мы видели только одну тележку (в депо Киев пассажирский), у которой в раме была трещина у буксового лица (рис. 7). Основным недостатком „безбалансирной“ тележки является большой износ буксовых лиц и букс по сравнению с другими типами тележек. Это происходит вследствие неустойчивости спиральных пружин, передающих нагрузку от рамы тележки на буксы. Отсутствие дефектов в рамах тележек свидетельствует о том, что конструкция рамы достаточно прочна, несмотря на нерациональный тип сечения боковых и средних поперечных балок.

Описание испытанной тележки (рис. 8). Испытанная тележка типа ЦВТ НКПС постройки Калининского завода имела: базу—2400 мм, длину рамы—3838 мм и ширину рамы—2430 мм.

Тележка построена по принципу надбуксового балансира тележки Фетте. Целиком сварная рама тележки состоит из двух боковых балок, двух крайних и двух средних поперечных балок. Боковая балка рамы тележки состоит из двух параллельных швеллеров № 18, расположенных полками наружу; расстояние между швеллерами 180 мм. Оба швеллера соединены между собой приваренными сверху и снизу накладками: средними и крайними. Все накладки вырезаны из листового 10 мм железа. Крайние поперечные балки состоят из одного швеллера № 18, обращенного полками к середине рамы. Каждая из двух средних поперечных балок состоит из двух швеллеров № 18, обращенных полками наружу.

Программа и способ испытаний. При испытании напряжения измерялись приборами Хургенбергера. Испытания были подразделены на три цикла:

- а) вертикальное давление на шкворневую балку;
- б) натяжение тормозной тяги;
- в) распор между буксовыми челюстями.

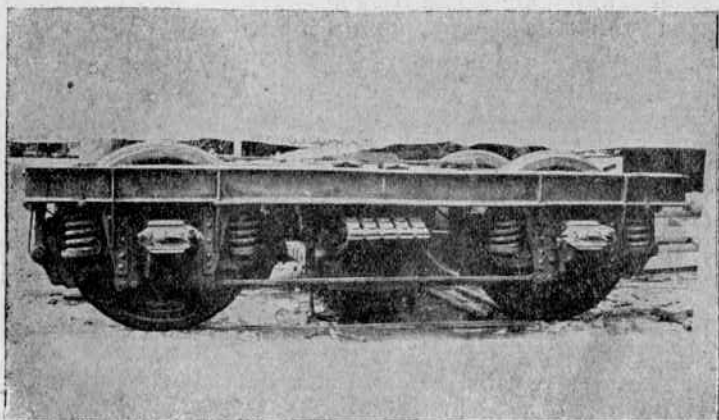


Рис. 8

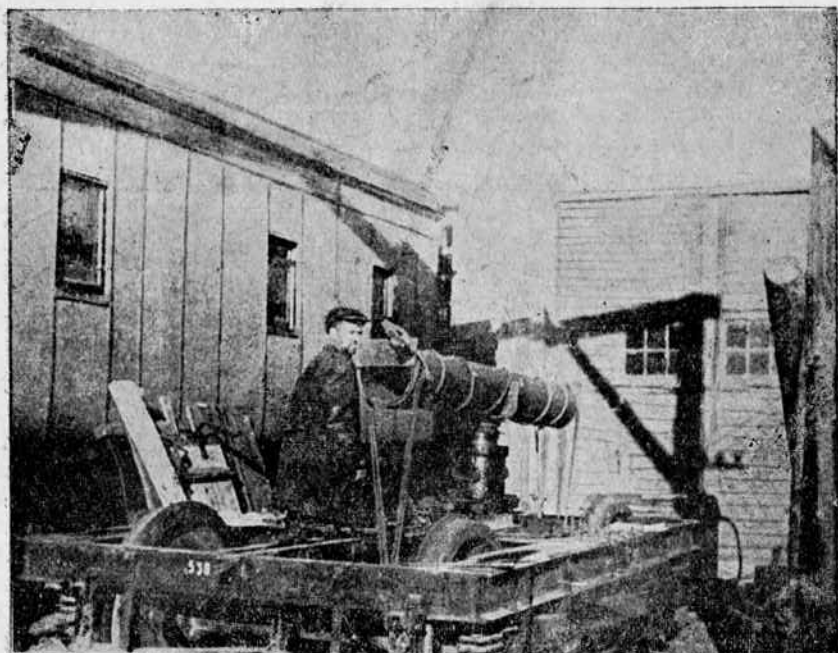


Рис. 9

Во всех трех циклах напряжения измерялись только в элементах рамы тележки.

а) *Вертикальное давление на шкворневую балку.* На шкворневую балку был установлен гидравлический 100 т домкрат с манометром. На верх домкрата была уложена труба, концы которой были привязаны к осям колесных пар тележки стальным тросом (см. рис. 9 и 10).

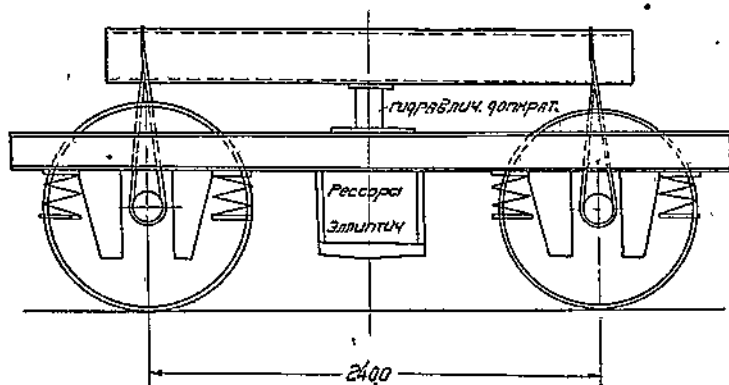


Рис. 10

При выкачке домкрата на тележку действовало давление, приложенное к люлечному брусу, и опорные реакции, приложенные к буксам.

б) *Натяжение тормозной тяги.* Для имитации нагрузки на раму при торможении к тормозному рычагу прикладывалась горизонтальная сила, аналогичная действию тормозного цилиндра на соединительную тормоз-

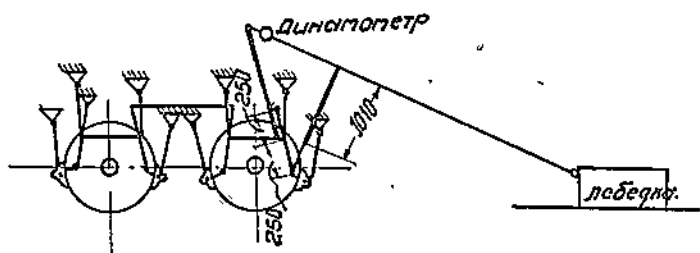


Рис. 11

ную тягу. Натяжение мы производили тросом лебедки; сила натяжения измерялась при помощи пружинного динамометра (рис. 11).

в) *Распор между буксовыми челюстями.* Для выяснения действия боковых сил мы измеряли напряжения при распоре между буксовыми челюстями. Распор производился винтовым домкратом, упирающимся в распорки (см. рис. 12); сила нажатия измерялась мессдозой Лозенгаузена.

Места установки тензометров. При выборе количества и расположения точек для определения напряжений мы руководствовались тем, чтобы в наиболее опасных сечениях поставить возможно больше приборов. Для уменьшения общего числа установок мы сочли возможным измерять напряжения в одной четверти тележки. Каждая четверть тележки работает достаточно правильно и дает при испытаниях результаты, примерно совпадающие с остальными четвертями, в чем мы убедились при измерении напряжений в симметричных местах соединения боковых балок со средними поперечными.

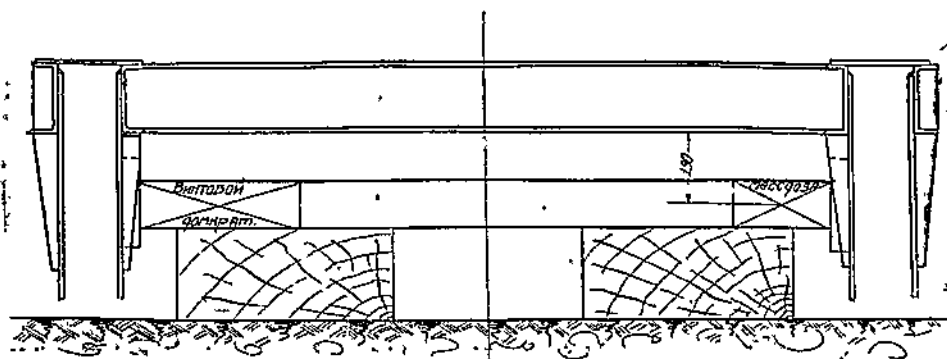


Рис. 12

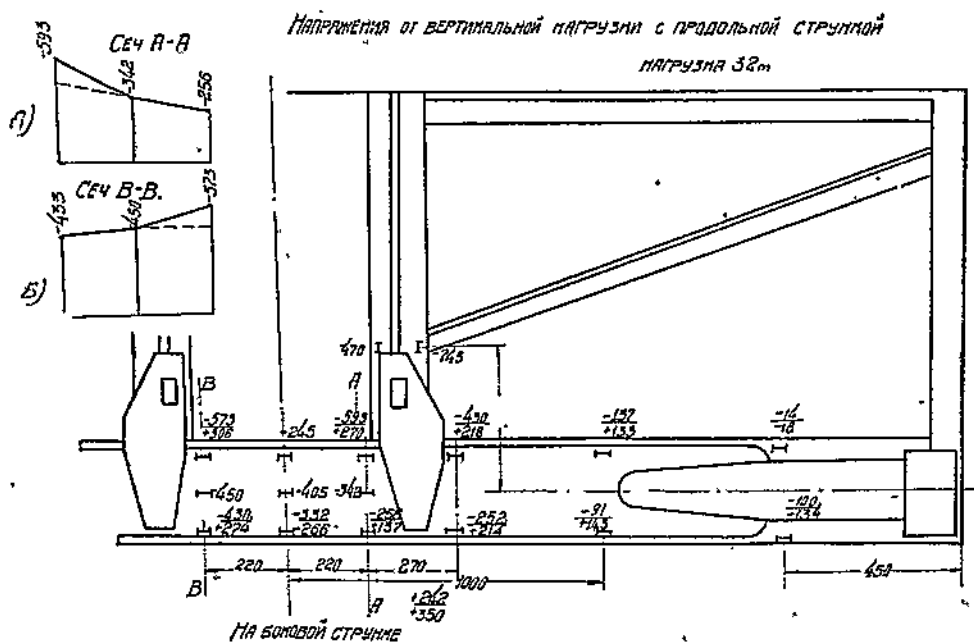


Рис. 13

Напряжения от вертикальной нагрузки без продольной стружки. Нагрузка 32 м.

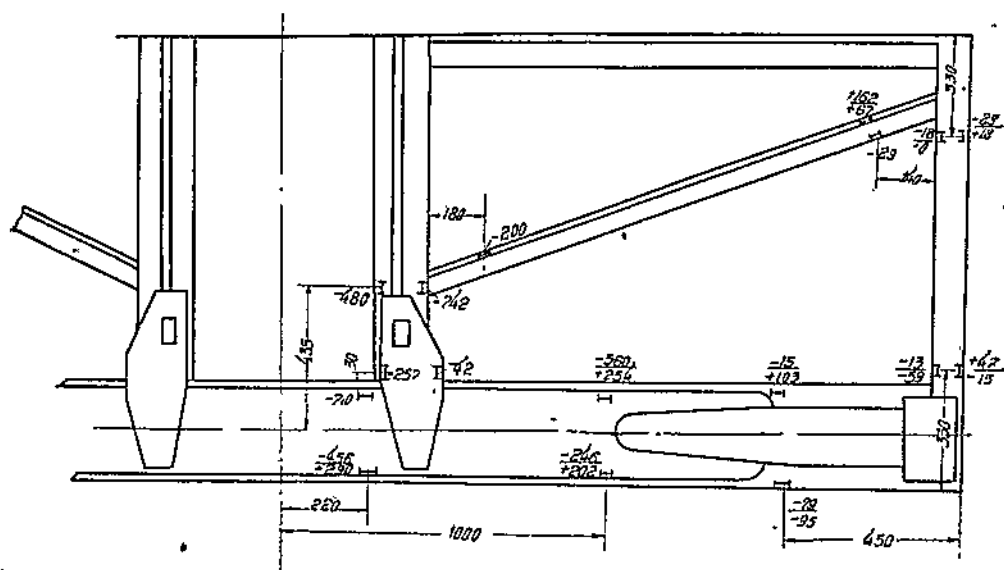
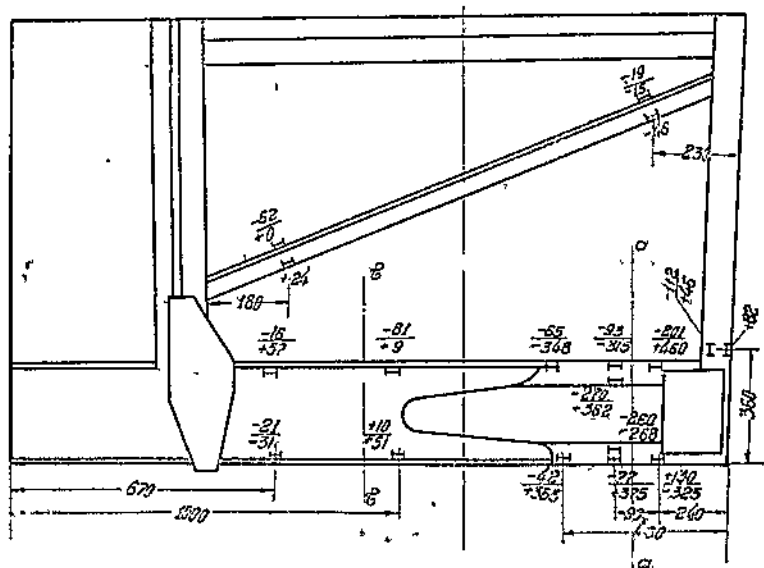


Рис. 14

Напряжения при боковом усилии, усилие 3г (Атласо доокрепитель.)



дополнительных нагрузок будет $1,45 \times 22 = 32 \text{ т}$. Напряжения, измеренные в тележке при натянутой и при отпущенной струнке и приведенные к давлению в 32 т , показаны на рис. 13 и 14. Мы видим, что напряжения в боковых балках в обоих случаях получились сравнительно невысокими. Наибольшую величину, равную 593 кг/см^2 , они имеют у сечения около среднего сварного узла (при наличии струнки). Следует подчеркнуть, что при снятой продольной струнке напряжения получились на 20—25% выше, чем со стрункой.

Такая разница в напряжениях свидетельствует о том, что струнка, соединяющая буксовые челюсти, действительно разгружает продольную балку рамы. Наибольшие растягивающие напряжения оказались равными всего $+306 \text{ кг/см}^2$.

Обращает на себя внимание, что нормальные напряжения в поясах в сечениях $A-A$ и $B-B$ (рис. 13) распределяются не по линейному закону (рис. 13 A и B). На волокнах, обращенных внутрь тележки, имеется пик напряжений. Можно считать, что этот пик вызван близостью швов накладки, оттягивающих напряжения к краю листа. Неравномерность напряжений способствует форма накладки; с другой стороны накладки, где переход к верхнему листу более плавный, напряжения значительно меньше (430 кг/см^2 вместо 593 кг/см^2).

Напряжения в боковой балке при распирании домкратами (горизонтальные силы). Величину распора винтовым домкратом между буксовыми челюстями при измерении напряжений мы приняли ориентировочно в 3 т . Эту силу мы приняли, исходя из того, что ее действие должно имитировать действие усилий при прохождении кривых. Сила прижатия гребней у колес к наружному рельсу при установившемся движении по кривой равна:

$$F = \left(\frac{V^2}{gR} - \frac{h}{\sqrt{h^2 + l^2}} \right) Q = \left(\frac{19,5}{9,8 \cdot 200} - \frac{0,125}{\sqrt{0,125^2 + 1,524^2}} \right) \cdot 58 \cong 6 \text{ т}$$

где:

$h = 0,125$, максимальное возвышение наружного рельса над внутренним;

$l = 1,524$, ширина рельсовой колеи;

$R = 200 \text{ м}$, радиус кривой;

$V = 70 \text{ км/час}$, или $19,5 \text{ м/сек}^1$).

Сила, действующая на одну колесную пару, равна $\frac{6}{4} = 1,5 \text{ т}$. Эта сила должна быть увеличена, так как в эксплуатации при входе в кривую и выходе из нее имеет место удар, а поэтому деформации и напряжения могут увеличиться почти вдвое²). Поэтому мы приняли силу в 3 т на колесную пару.

Измеренные напряжения при силе 3 т показаны на рис. 15.

Напряжения в средних поперечных балках при вертикальной нагрузке. Напряжения измерялись при натянутой струнке и при отпущенной. Измеренные напряжения приведены на рис. 13 и 14. Наибольшие напряжения в поперечных балках от вертикальной нагрузки (давление на пятник) получились равными 745 кг/см^2 .

Заметим, что буксовая струнка на поперечные балки не оказывает никакого влияния.

Напряжения в средних поперечных балках при торможении. Напряжения измерялись при усилии в тормозной тяге, равном

¹) Короткевич, Расчет и конструирование вагонов, т. 3, 1939.

²) См. Тимошенко, Сопротивление материалов, 1930, ч. I.

давлению на поршень тормозного цилиндра диаметром 14". Это усилие составляет 3479 кг. Полученные напряжения приведены на рис. 16; максимальные напряжения получились равными — 484 кг/см².

Напряжения в раскосных угольниках при вертикальной нагрузке. Напряжения при вертикальной нагрузке в 32 т на пятник приведены на рис. 14. Наибольшие напряжения со стороны средней поперечной балки равны — 200 кг/см².

Напряжения в раскосных угольниках от действия горизонтальных сил (распор домкратами). Напряжения измерялись при том же усилии, при котором измерялись напряжения в боковой балке. При этом напряжения не превышают 62 кг/см².

Напряжения в раскосных угольниках при действии тормоза. Наибольшие напряжения получились равными — 582 кг/см². Распределение напряжений как по сечению, так и вдоль угольника неравномерно.

Напряжения в угольниках, поддерживающих вертикальные тормозные рычаги. Напряжения в угольниках, поддерживающих рычаги, нами измерялись только при "торможении". При этом наибольшие напряжения получились равными +504 кг/см² (рис. 11). В этих угольниках, так же как и в раскосных, напряжения по сечению распределяются неравномерно.

Напряжения в концевых поперечных балках от вертикальной нагрузки. Напряжения от вертикальной нагрузки (рис. 14) во всех сечениях балки незначительны и не превышают — 59 кг/см².

Напряжения в концевых поперечных балках от горизонтальных сил (при распирании домкратом). Наибольшие напряжения в концевой балке получились у места соединения с боковой балкой, где они равны 112 кг/см².

Напряжения в концевых поперечных балках при торможении. Наибольшие напряжения получились в узле, в месте соединения раскосных и тормозных угольников с концевой поперечной балкой. В этом месте они равны +246 кг/см².

§ 7. Выводы из испытания

1. Измеренные напряжения в элементах рамы от разных видов нагрузок оказались ниже допускаемых напряжений, приведенных в табл. 1, в особенности, если принять во внимание, что при сжатии допускаемое напряжение можно повысить на 20%.

Полученные при испытании рамы напряжения от разных нагрузок мы не складывали друг с другом, так как в нагрузке учтен динамический коэффициент.

2. Низкие измеренные напряжения указывают на возможность облегчения элементов тележки. Для боковой балки, которая на участке АВ (рис. 17) мало напряжена, это доказывается еще и опытом эксплуатации тележки пассажирских вагонов типов Фетте и Пульмана, у которых боковые балки состоят из вертикальных листов и деревянных вкладышей и имеют момент сопротивления: $W_{\text{Фетте}} = 520 \text{ см}^3$ и $W_{\text{Пульм}} = 150 \text{ см}^3$ (после приведения деревянных частей к стали). Эти моменты сопротивления намного меньше, чем момент сопротивления боковой балки типа ЦВТ, у которой момент сопротивления равен 798 см³.

3. Измерение напряжений в боковой балке при боковом усилии показало, что балки замкнутого поперечного сечения работают значительно лучше, чем балки из двух швеллеров, т. е. с открытым сечением. На рис. 15 видно, что наибольшие напряжения в 460 кг/см² в боковой балке

получились в открытом сечении $a-a$ у буксового выреза, а в симметричном замкнутом сечении $b-b$ напряжения значительно меньше и не превышают -82 кг/см^2 . Нормальные напряжения в этих сечениях при боковом усилии могут быть вызваны горизонтальным изгибом и кручением балки.

4. При действии торможения работают не оба швеллера поперечной балки, а только один, испытывая продольное сжатие и изгиб в горизонтальной плоскости. Поэтому и для поперечных балок лучшим будет замкнутое сечение, хорошо работающее на изгиб в обеих плоскостях.

5. В раскосных угольниках при действии торможения появляются весьма неравномерные напряжения: в крайних фибрах они доходят до -582 кг/см^2 , в то время как в центре тяжести они равны $+23 \text{ кг/см}^2$. Большие напряжения в угольниках происходят от эксцентриситетов в креплениях угольников, надобность в которых представляется сомнительной.

6. Напряжения в крайних поперечных балках оказались небольшими.

Вопрос о том, нужна или не нужна вообще концевая балка—не может быть в настоящее время окончательно разрешен, так как не имеется пока точных данных о динамических напряжениях в концевых балках. Однако мы считаем, что строить тележки без концевых балок, не имея надлежащих опытных данных, преждевременно.

Концевые балки в тележке могут быть полезными при боковой нагрузке, т. е. при ударах ската, при входе на кривую и т. д.

В этих случаях концевые балки будут передавать часть боковой нагрузки на обе боковые балки, и напряжения в них будут меньше, чем при отсутствии концевых балок. За отсутствием опытных данных с тележками можно найти аналогию в рамах цистерн, испытанных НИИЖДТ в 1939 г. Испытывались цистерны на буферный удар и на сжатие рамы с боковыми швеллерами и без них. Схема нагрузки и схемы рам показаны на рис. 18. Если представить себе, что тележка повернута на 90° , то можно найти аналогию с работой тележки при действии боковых сил и работой рамы цистерны при действии продольных ударов. В раме цистерны боковые швеллеры играют роль концевых балок рамы тележки. На рис. 19 дается сравнение напряжений, измеренных при испытаниях в раме с боковыми швеллерами и без них. Мы видим, что в случае рамы с боковыми швеллерами напряжения значительно ниже, чем без таковых. Отсюда можно считать, что при действии боковых сил на пассажирскую тележку напряжения при наличии концевых балок будут ниже, чем при отсутствии этих балок.

7. В результате сравнения измеренных напряжений с пределами усталости для соответствующих типов сварных соединений балок можно сделать вывод, что большинство элементов рамы тележки ЦВТ НКПС имеет нерациональное сечение и излишние запасы прочности. Если перепроектировать эту конструкцию, придав балкам рациональное замкнутое сечение, и уменьшить их площадь, то вес тележки может быть значительно облегчен.

§ 8. Описание новой конструкции тележки

В новой конструкции (см. рис. 20) принцип рессорного надбуксового подвешивания остается тем же, что и в существующем типе Фетте. Это подвешивание обеспечивает достаточную плавность хода и минимальные износы букс у буксовых челюстей. Некоторое отличие принятого нами варианта рессорного подвешивания от существующего заключается в том, что надбуксовые балансиры заменены приливами-кронштейнами на корпусе буксы.

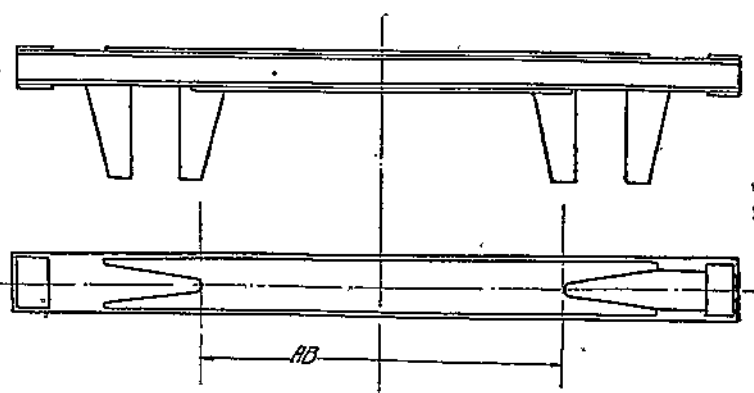


Рис. 17

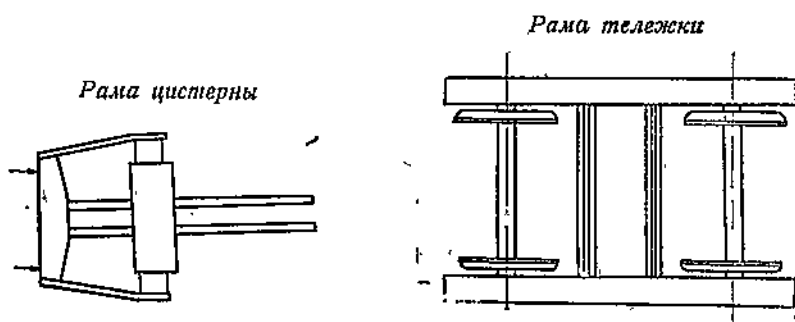


Рис. 18

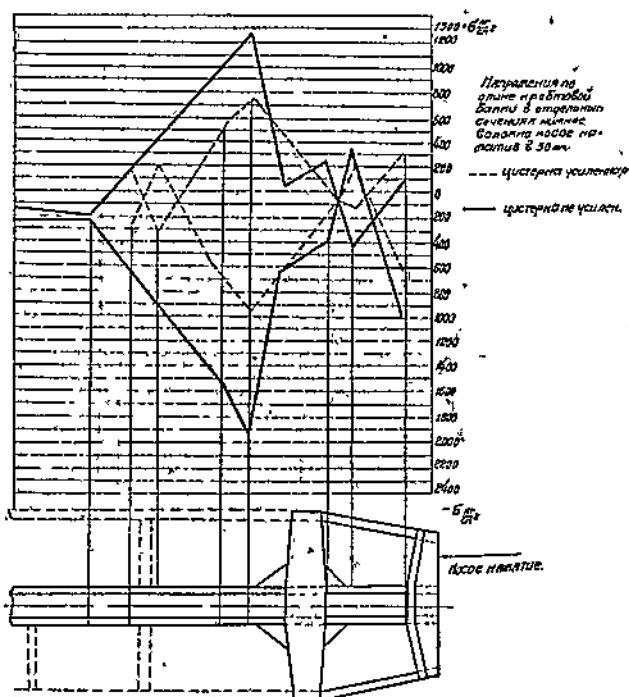


Рис. 19

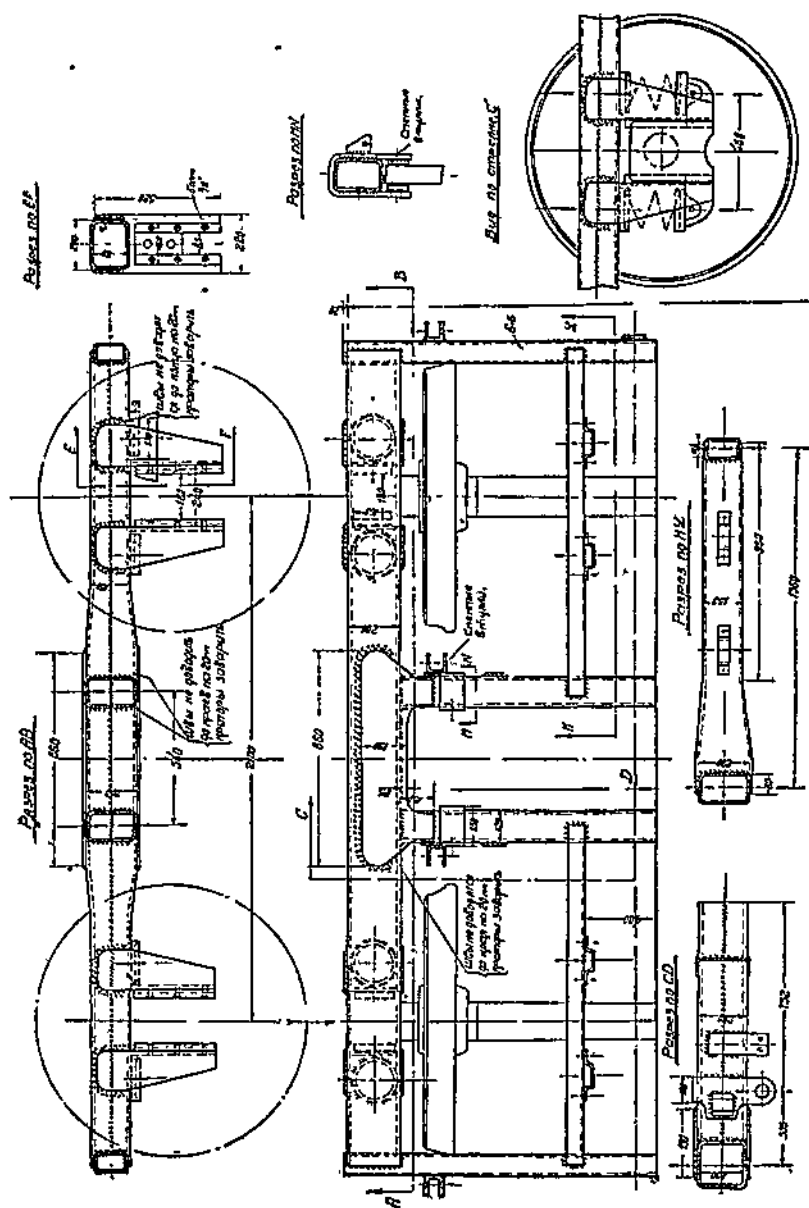


Рис. 20

Буксовое место принятой конструкции состоит из двух изогнутых корыччатых буксовых лап, приваренных к боковой балке. К буксовым лапам на болтах 5/8" с потайной головкой прикрепляются буксовые лица по типу безбалансирной тележки. В нижней части буксового лица и буксовой лапы имеется вырез для прилива-кронштейна буксы. Толщина буксового лица принята 30 мм вместо существующей толщины буксового лица безбалансирной тележки 20 мм и ЦВТ 25 мм. Опыт эксплуатации тележек показывает, что лица с большей толщиной работают лучше. Принятая конструкция буксового места допускает также применение буксы с нижним балансиrom на шарнире (см. рис. 21). Такой тип подвешивания легче существующего.

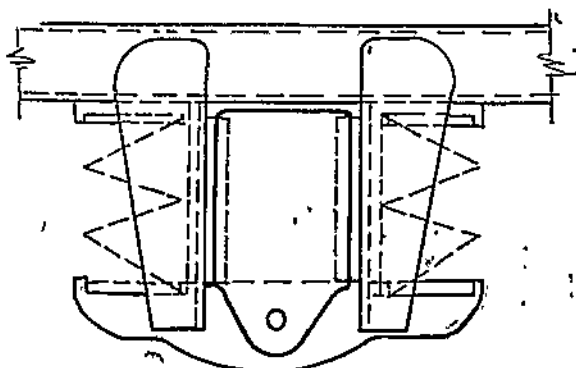


Рис. 21

Люлечное подвешивание принято обычное, по типу Пудмана, с люлечными подвесками без дополнительного шарнира в продольной плоскости вагона, но с закругленными поверхностями отверстий в верхней и нижней проушинах. Это позволяет подвескам свободно качаться в обеих плоскостях.

В основу новой конструкции рамы тележки положено применение штампованных профилей из листовой стали, а соединение отдельных элементов осуществлено при помощи электросварки. В наиболее напряженных местах применяются швы разных катетов (см. рис. 20). Применение штампованных профилей в конструкции рамы тележки целесообразно, так как при этом имеется возможность изменять сечения элементов тележек балок как по длине, так и по ширине и получить более равномерное распределение усилий и напряжений, и, следовательно, лучше использовать сечение.

Рама тележки состоит из двух продольных балок в виде брусьев равного сопротивления, двух крайних, двух средних поперечных балок и четырех штамповок швеллерного сечения для поддержки тормозных вертикальных рычагов.

Все балки тележки, за исключением балок, поддерживающих тормозные рычаги, — трубчатого профиля.

Применение закрытого трубчатого профиля для продольных и поперечных балок рамы способствует значительному уменьшению веса по сравнению со сплошным сечением, так как трубчатое сечение обладает большим сопротивлением пространственному изгибу и кручению, чем балка сплошного сечения (двутаврового или корытного) при одном и том же весе.

§ 9. Изменения, внесенные в раму тележки

В разработанной нами раме тележки внесены следующие изменения:

1. Уменьшена база тележки по сравнению с тележками типа ЦВТ и безбалансирной.

2. Уменьшен люлечный проем (расстояние между средними поперечными балками).

3. Вместо раскосных угольников и угольников для подвески вертикальных рычагов поставлены продольные балочки.

4. Уменьшено расстояние между концевыми балками и осями буксовых вырезов.

5. Изменен способ соединения элементов рамы между собой.

Обоснование каждого изменения приведем отдельно.

Уменьшение базы тележки. Базу тележки, т. е. расстояние между осями, мы приняли равной 2100 мм вместо 2400 мм в существующей тележке ЦТВ. Это сделано в основном для уменьшения веса рамы. При укорочении базы уменьшается изгибающий момент в продольной балке, и поэтому сечение балки может быть уменьшено, длина балки при этом также уменьшается.

До настоящего времени существовало мнение, что спокойствие хода или ходовые качества вагона, кроме факторов рессорного подвешивания и конструкции ходовых частей тележки, зависят также от длины базы тележки. Считалось, что чем длиннее база тележки, тем ход вагона плавнее. Это мнение нельзя считать правильным, так как увеличение базы влечет за собой увеличение веса тележки, что в свою очередь влияет отрицательно на плавность хода. Доказано, что чем больше вес тележки по отношению к весу кузова и рамы, тем больше вертикальные колебания кузова¹⁾.

Интересно отметить, что тенденция к уменьшению базы тележки имеется также и в других странах. Обширные испытания пассажирских тележек, произведенные в Америке с целью выяснения наилучших ходовых качеств вагона, показали, что длина базы на плавность хода не влияет.

Недавно в Америке построена тележка для пассажирского вагона с базой 1824 мм²⁾. „Теория“ предпочтения длинной базы (до 3600 мм), существовавшая в Европе, в настоящее время меняется. В Германии с 1940 г. база тележки для всех пассажирских вагонов будет уменьшена до 2140 мм. По пути уменьшения базы идут также и во Франции³⁾.

Нужно отметить, что находящаяся в эксплуатации на наших железных дорогах тележка Пульмана имеет базу, равную 2030 мм. Испытания на плавность хода, проведенные НИИЖДТ в 1937 г., показали, что, несмотря на короткую базу, эта тележка по плавности хода не стоит на плохом месте. Можно считать, что плавность хода тележки при такой же длине базы будет значительно выше, если рессорное подвешивание будет принято по типу Фетте. Исходя из вышеизложенного, считаем необходимым базу тележки уменьшить до минимума, который определяется возможностью поместить внутреннее тормозное подвешивание. Длина базы новой спроектированной нами тележки равна 2100 мм. При этом внутреннее тормозное подвешивание располагается без затруднений.

Уменьшение люлечного проема (расстояния между средними поперечными балками). Ширина люлечного проема зависит, главным образом, от типа эллиптических рессор.

Уменьшение люлечного проема целесообразно, так как при этом уменьшается ширина верхнего и нижнего люлечных брусьев, укорачиваются люлечные балки-валы и уменьшаются средние накладки, соединяющие поперечные балки с боковыми. Кроме того, может быть уменьшена база тележки.

В существующей конструкции тележки ЦТВ люлечный проем равен 500 мм, так как применена пятирядная эллиптическая рессора. Мы счи-

¹⁾ См. Короткевич, Расчеты и конструирование вагонов, ч. III.

²⁾ См. Railway Age May, 1939 и Railway Mech. Eng., December, 1939.

³⁾ См. Railway Mech. Eng., October, 1939.

таем более целесообразным применить рессору четырехрядную. При этом люлечный проем уменьшится до 420 мм.

Основная характеристика рессоры — ее гибкость — может быть получена нужной величины и при четырехрядной рессоре. Известно, что под некоторыми типами вагонов, находящихся в эксплуатации в СССР, имеются четырехрядные рессоры; в Америке и в большинстве европейских стран применяются четырехрядные рессоры. Под вагонами Московского метро применяются исключительно трехрядные рессоры.

Исходя из вышесказанного, в новой тележке мы приняли четырехрядные эллиптические рессоры. При такой рессоре расстояние между осями поперечных балок при принятых нами замкнутых профилях получилось равным 540 мм вместо 690 мм, а люлечный проем получился 420 мм вместо 500 мм в существующей конструкции.

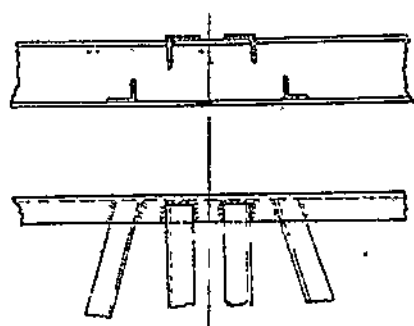


Рис. 22

Удаление раскосных угольников. Раскосные угольники и средние продольные угольники, поддерживающие вертикальные тормозные рычаги, мы заменили балочками швеллерного сечения. При такой замене работа рамы от основной вертикальной нагрузки не будет нарушена; кроме того, горизонтальная жесткость рамы будет достаточной. Наличие раскосных угольников в сварных тележках существующей конструкции объясняется точным копированием старых тележек Фетте и Пульмана, у которых как средние, так и крайние узлы недостаточно жестки, так как продольные балки крепятся к поперечным при помощи болтов, и раскосные угольники нужны для неизменяемости схемы.

Опыт эксплуатации без дефектов тележек пассажирских вагонов под вагонами-электростанциями с тремя раскосными угольниками у нас, в СССР, а также иностранный опыт не подтверждает надобности в раскосных угольниках:

а) в Америке в 1939 г. построена тележка для вагонов-ресторанов, в которых раскосные угольники совершенно отсутствуют¹⁾;

б) в Швейцарии построена тележка для быстроходных поездов без раскосных угольников²⁾.

Интересно также отметить, что, за редким исключением, в тележках четырехосных трамвайных вагонов как у нас, так и за границей раскосные угольники также отсутствуют. Наши испытания тележки показали, что напряжения в раскосных угольниках от всех видов нагрузки, кроме торможения, невелики. Наибольшие напряжения при торможении измерены в — 582 кг/см². Однако эти напряжения относятся к крайним фибрам уголка и объясняются вертикальным и горизонтальным эксцентриситетом между раскосными угольниками и угольниками для подвески вертикальных рычагов (рис. 22). Основное напряжение в центре тяжести уголка при этом получилось равным + 23 кг/см², т. е. на продольную силу раскосный уголок почти не работает. Это и доказывает, что он не нужен.

Уменьшения расстояния между концевыми балками и осями буксовых вырезов. Расстояние между концевой балкой

¹⁾ См. Railway Age, September, 1939.

²⁾ См. Проф. М. А. Короткий, Расчет и конструкции вагонов, ч. III, с. 273.

и осью буксового выреза обуславливается исключительно удобством размещения тормозных деталей: кронштейнов, предохранительных скоб и концевой тормозной тяги. Мы считаем возможным это расстояние, равное 710 мм в тележке ЦВТ, уменьшить на 100 мм. Таким образом, общая длина рамы уменьшилась на 500 мм за счет сокращения длины базы на 300 мм и за счет укорочения концов на 200 мм. Следовательно, общая длина новой конструкции рамы равна 3300 мм.

Соединение элементов рамы между собой а) *Соединение средних поперечных балок с продольными* (средний узел). В § 6 указано, что нормальные напряжения в поясах сечения $A-A$ и $B-B$ распределяются не по линейному закону (см. рис. 13). На волокнах, обращенных внутрь тележки, имеется пик напряжений, что объясняется нерациональной формой накладок. Отклонения от равномерного распределения напряжений имеют особенно важное значение в конструкциях, работающих в условиях переменной нагрузки.

В принятой нами конструкции накладки (рис. 20) переход от поперечных балок к продольным сделан более плавным и симметричным, что безусловно будет способствовать уменьшению концентраций напряжений.

б) *Соединение боковых балок с концевыми*. В новой конструкции рамы соединение концевых узлов осуществляется без угловых накладок (косынок), ибо в них нет надобности.

Принятое нами сечение боковых балок позволяет получить жесткий узел без косынки (см. рис. 20).

Соединение, верхней люлечной скобы с поперечной балкой. Так как принятая нами поперечная балка имеет замкнутое сечение, конструкция верхней люлечной проушины выполняется в виде обхватывающей балку скобы. В отверстия скобы вставляются сменные втулки (рис. 20).

§ 10. Способ проверки напряжений в элементах рамы тележки

В спроектированной нами тележке мы произвели ориентировочный расчет напряжений в наиболее ответственных сечениях элементов.

Точный расчет напряжений в раме тележки, как в пространственной рамной конструкции, весьма сложен. Поскольку, действующие на тележку боковые и продольные силы в точности не известны, пока нет смысла производить точный и сложный расчет напряжений. С достаточной точностью можно воспользоваться данными измерений напряжений при произведенном нами испытании тележки. Рассчитав приближенно напряжения от нагрузки, их можно сравнить с точными измеренными напряжениями, определив величину конструктивной поправки, равной отношению измеренного напряжения к расчетному.

Рассчитав тем же приближенным способом напряжения в новой конструкции и умножив их на найденные конструктивные поправки, получим уточненные величины напряжений в новой конструкции. Этот способ мы применили для тех сечений тележки, где конструкции старой и новой тележки аналогичны. Полученные напряжения мы сравнивали с допускаемыми напряжениями при вибрационной нагрузке, выведенными для динамического коэффициента 1,45 (см. табл. 1).

При принятой нами конструкции примыканий балок сплюглыми швами в сечениях у начала швов мы допускаем 910 кг/см^2 при растяжении и на 20% больше, т. е. 1090 кг/см^2 , при сжатии. В местах вне мест концентрации напряжений допускаем 1400 кг/см^2 . Укажем, что эти допускаемые напряжения выведены для нормальных напряжений без учета пиков напряжений.

Пример проверки напряжений. Проверим напряжение в сечении I—I (рис. 23) боковой балки.

а) Определение конструктивной поправки в тележке ЦВТ. Максимальное измеренное напряжение в боковой балке без буксовой струнки (см. рис. 14) равно 710 кг/см^2 . Расчетное напряжение в предположении, что

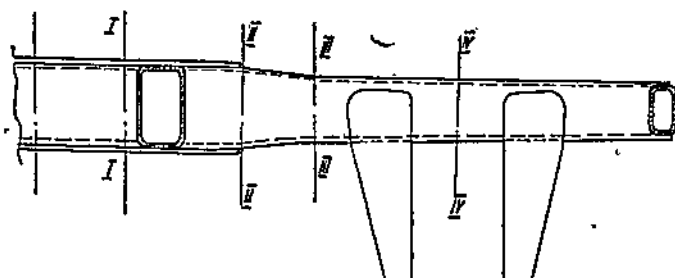


Рис. 23

боковая балка работает, как балка на двух опорах (рис. 24), равно 860 кг/см^2 . Конструктивная поправка при приближенном расчете равна

$$\frac{710}{860} = 0,83.$$

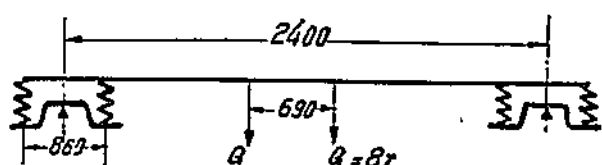


Рис. 24

б) Определение расчетных напряжений в новой тележке. При элементарном расчете боковой балки, как разрезной на двух опорах (см. рис. 25), напряжение равно 850 кг/см^2 . Принимая ту же конструктивную поправку,

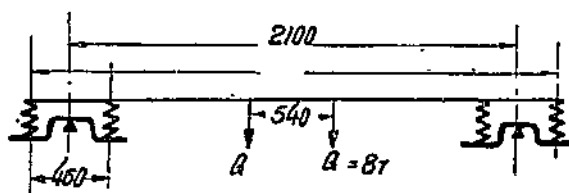


Рис. 25

получим расчетное напряжение $850 \cdot 0,83 = 705 \text{ кг/см}^2 < 910 \text{ кг/см}^2$. Заметим, что напряжение 710 кг/см^2 относится к пику напряжений, что служит в запас прочности.

Наибольшие напряжения, полученные при проверке проектируемой конструкции по указанному способу, получились:

- 1) в продольной балке . . . $826 \text{ кг/см}^2 < 910 \text{ кг/см}^2$
- 2) в поперечной балке . . . $870 \text{ кг/см}^2 < 910 \text{ кг/см}^2$
- 3) в концевой балке . . . $800 \text{ кг/см}^2 < 910 \text{ кг/см}^2$

Таблица 2

Сравнение веса старой и новой тележек
(Сравниваем вес одной тележки)

№	Название элементов	Старая			Новая		
		Колич. элементов	Вес одн.	Общий вес	Колич. элементов	Вес одн.	Общий вес
1	Боковая балка	2	176,1	352,2	2	176,0	352,0
2	Накладка верхней боковой балки	2	65,8	131,6	—	—	—
3	Накладка нижней боковой балки	2	54	108	—	—	—
4	Средняя поперечная балка	2	88	176	2	70	140
5	Концевая поперечная балка	2	52,8	105,6	2	44	88
6	Средняя накладка верхн. и нижн.	4	12,7	50,8	4	12,7	50,8
7	Угловая накладка верхн. и нижн.	4	7,96	31,84	—	—	—
8	Раскосные угольники	4	14,7	58,8	—	—	—
9	Угольн. поддерж. тормоз. рычаги	4	16,6	66,4	—	—	—
10	Балочки, поддерж. торм. рычаги	—	—	—	4	21	88
11	Буксовые лапы	4	15,8	63,2	4	15,9	63,6
12	Тормозные кронштейны	8	2,82	22,5	8	1,02	8
13	Угольник, поддерж. кронштейны	4	3,7	14,8	—	—	—
14	Затяжка челюстей	2	15,7	31,4	—	—	—
15	Скоба—проушина	4	8,1	32,4	4	11,3	45,2
16	Подбуксовая затяжка	4	3,59	14,36	—	—	—
17	Ребра жесткости	32	—	31,36	—	—	—
	Итого рама			1291			835
18	Букса	4	49	196	4	69	276
19	Балансиры	4	81,2	324,8	—	—	—
20	Буксовые лица	8	18,6	148,8	8	8,2	65,6
	Всего	100	—	1960	42	—	1177

Действительные напряжения и действительная прочность рамы тележки должны быть определены путем испытания экспериментальных экземпляров в действительных условиях эксплуатации.

§ 11. Сравнение веса тележек новой конструкции и существующей ЦВТ

Как указано в начале статьи, разработка конструкции новой тележки имела целью уменьшить ее вес по сравнению с весом существующей конструкции тележки типа ЦВТ НКПС. В результате вес новой конструкции получился меньшим по сравнению со старой. Чтобы показать, за счет каких элементов достигается облегчение веса, мы приводим табл. 2., в которой произведено приближенное сравнение весов измененных элементов старой и новой тележек.

Из таблицы видно, что вес сравниваемых частей рамы новой конструкции равен 835 кг против 1291 кг старой конструкции.

Уменьшение веса рамы получилось равным 456 кг, или около 35%. Общая экономия веса одной тележки с учетом изменения веса букс и буксовых лиц равна около 780 кг. Если учесть, что в принятой конструкции уменьшается также и вес рессор, люлечных балок, накладок для эллиптических рессор и некоторых других частей, то уменьшение веса одной тележки будет около 1000 кг. Таким образом, облегчение веса вагона только за счет изменения конструкции тележки составляет около 2000 кг. Отношения веса тележек к полезному грузу на пятник будет

$$\frac{G}{P} = \frac{6,1}{22} = 0,276$$

вместо 0,322 в существующей конструкции (см. § 1).

Количество элементов новой конструкции равно 42 против 100 в старой конструкции (мы сравниваем только элементы, приведенные в табл. 2). Таким образом, уменьшение числа элементов в тележке получилось больше чем на 50%.

Ориентировочная годовая экономия в денежном выражении только от 15000 пассажирских вагонов, намеченных к постройке в третьей пятилетке, (при годовом пассажирообороте в 540000000 т. км и стоимости тонно-километра в 1,5 коп.) выразится в 70 млн. рублей. Эта сумма может быть значительно большей, если заменить тележки под уже имеющимися в эксплуатации вагонами. Экономия металла при постройке пассажирских вагонов в третьей пятилетке может составить около 30000 т.

Gewichtsverminderung des geschweissten Drehgestells eines Personenwagens

A. E. Asnis

Zusammenfassung

Das hauptsächliche Kennzeichen der Wirtschaftlichkeit des Leergewichts — das Verhältnis des Gewichts des Drehgestells und der nützlichen Belastung der Stützstelle — ist in den Schlafwagen in der UdSSR viel höher als auf den Eisenbahnen anderer Länder. Bei der vorliegenden Bauart des Drehgestells von 20,2 m ist dies Verhältnis 0,322 gleich. In anderen Ländern macht dieser Koeffizient 0,288—0,286 aus. (s. Modern Railway Welding Practice, O. Bondy,

1937). Dies beweist, dass bei einer rationellen Bauart des Drehgestells sein Gewicht vermindert wird und die Förderkosten herabgesetzt werden können. Gefährloser Verkehr und ruhiger Lauf können dabei erzielt werden.

1. Ziel der Arbeit

Vorliegende Arbeit bezweckte die Feststellung einer rationellen Bauart eines leichteren Drehgestells für Personenwagen und eine weitere experimentelle Prüfung desselben. Die Arbeit wurde nach dem unten angegebenen Schema durchgeführt und bestand in folgendem:

a) In der Bestimmung von konstruktiven Korrekturen durch statische Prüfung der Elemente des Drehgestells, das vom zentralen Bureau für Wagenbau des Volkskommissariats für Eisenbahnverkehr ausgearbeitet wurde.

b) In der Feststellung der möglichen Gewichtsverminderung des Drehgestells durch Vergleich der Spannungen mit den auf Grund von experimentellen Angaben abgeleiteten Ermüdungsgrenzen der Tab. 1.

c) In der Vervollständigung der neuen Bauart eines leichteren Drehgestells mit rationellen Querschnitten.

2. Reihenfolge und Verfahren der Prüfungen

Bei der Prüfung wurden die Spannungen mit Huggenbergers Vorrichtung gemessen. Die Prüfungen bestanden aus drei Zyklen und bezweckten die Bestimmung:

- a) des vertikalen Druckes auf den Bolzenträger;
- b) die Spannung des Bremsenzugs;
- c) die Spreizung zwischen den Buchsenklemmen.

3. Versuchsergebnisse

Die gemessenen Spannungen in den Rahmenelementen unter Belastungen verschiedener Art waren kleiner als die in Tab. 1 angeführten zulässigen Spannungen, besonders wenn berücksichtigt wird, dass bei Kontraktion die zulässige Spannung um 20% erhöht werden kann. Auf Grund eines Vergleichs der gemessenen Spannungen mit den Ermüdungsgrenzen für entsprechende Arten von geschweissten Trägerverbindungen kann man den Schluss ziehen, dass die Mehrzahl der Rahmenelemente des Drehgestells des Zentralen Bureaus für Wagenbau des Volkskommissariats für Eisenbahnverkehr einen unrationellen Querschnitt und überflüssige Festigkeitsreserven besitzt. Wenn diese Bauart auf solche Weise entworfen wird, dass die Träger einen rationellen Querschnitt erhalten und ihre Fläche vermindert wird, kann das Gewicht des Drehgestells bedeutend vermindert werden.

4. Beschreibung der neuen Bauart des Drehgestells (s. Fig. 20)

In der neuen Bauart ist der Grundsatz der federartigen Anordnung über den Buchsen wie bei der Vetteschen Bauart angewandt. Diese Art der Anordnung bewährt einen genügend ruhigen Lauf und eine minimale Abnutzung der Buchsen an den Buchsenklemmen. Die von uns angenommene Variante der federartigen Anordnung unterscheidet sich etwas von der existierenden dadurch, dass die über den Buchsen befindlichen Balanceure durch Stützen am Buchsenkörper ersetzt werden. Die Buchsen der angenommenen Bauart bestehen aus zwei gebogenen kastenförmigen Buchsenpratzen, die dem Seitenträger angeschweisst sind. An den Buchsenpratzen sind mit 5/8-Mutterschrauben Achshaltergleitbacken in der Art derjenigen eines balanceurlosen Drehgestells befestigt. Im Unterteil der Buchsen und Buchsenpratzen sind Ausschnitte

für die Buchsenstützen vorhanden. Eine Dicke der Gleitbacken von 30 mm ist angenommen anstatt derjenigen von 20 mm in balanceurlosen Drehgestellen. Exploitationsversuche mit diesem Drehgestell bewiesen, dass Achshalterbacken von grösserer Dicke besser arbeiten. Bei der angenommenen Bauart des Achshalters ist auch die Anwendung von Buchsen mit unterem Balanceur zulässig (s. Fig. 21). Diese Art der Anordnung ist leichter als die frühere. Die schwebende Anordnung ist von gewöhnlichem Pulmannschen Typ mit wiegenartigen Schwebevorrichtungen ohne Zusatzgelenke an der Längsfläche des Wagens und mit abgerundeten Oberflächen der oberen und unteren Ösen.

Die neue Bauart des Drehgestellrahmens gründet sich auf der Anwendung von gestanzten Stahlblechprofilen, die Verbindung einzelner Elemente wurde durch Schweißung verwirklicht. Nähte mit verschiedenen Lotseiten werden angewandt (s. Fig. 20). Die Anwendung von gestanzten Profilen bei der Konstruktion des Drehgestellrahmens ist zweckmässig, da dabei die Querschnitte der Drehgestellelemente — der Träger — der Länge und der Breite nach verändert werden können und eine gleichmässige Verteilung der Anstrengungen und Spannungen erreicht wird, was auch erlaubt, den Querschnitt besser auszunützen. Der Drehgestellrahmen besteht aus zwei Längsträgern in der Form von Stäben von gleichem Widerstand, zwei äusseren und zwei mittleren Querträgern und vier Stützen mit Schwellerquerschnitt zur Stützung der vertikalen Bremsenhebel.

Alle Träger haben mit Ausnahme der die Bremsenhebel des Drehgestells stützenden Trägers ein rohrartiges Profil.

Die Anwendung des geschlossenen rohrartigen Profils für die Längs- und Querträger des Rahmens begünstigt eine bedeutende Gewichtsverminderung im Vergleich mit einem ganzen Querschnitt, da der rohrförmige Querschnitt einen grösseren Widerstand gegen räumliche Verbiegung und Verdrehung als Träger mit vollem Querschnitt (I-Träger oder trogförmige Träger) bei gleichem Gewicht bewährt.

5. Die in die Rahmenbauart des neuen Drehgestells eingeführten Veränderungen

In dem von uns ausgearbeiteten Drehgestellrahmen wurden folgende Veränderungen gemacht:

1. Der Achsstand wurde im Vergleich mit den Drehgestellen des zentralen Bureaus für Wagenbau und den Balanceurdrehgestellen vermindert.
2. Der Abstand zwischen den mittleren Querträgern wurde verringert.
3. Anstatt der schrägen Winkleisen und der vertikalen Hebelwinkleisen sind Längsträger angewandt.
4. Der Abstand zwischen den Endträgern und den Achsen der Buchsenabschnitte ist vermindert.
5. Die Art der Verbindung der Rahmenelemente miteinander ist verändert.

6. Verfahren der Berechnung der Spannungen in den Rahmenelementen des Drehgestells

In den von uns ausgearbeiteten Drehgestellrahmen haben wir eine vorläufige Berechnung der Spannungen in den wichtigsten Querschnitten der Elemente durchgeführt. Eine genaue Berechnung der Spannungen im Drehgestellrahmen, wie in einer räumlichen Rahmenkonstruktion, ist sehr kompliziert. Da die auf das Gestell einwirkenden Seiten- und Längskräfte unbekannt sind, ist eine genaue und komplizierte Berechnung der Spannungen überflüssig. Mit für die Praxis genügender Genauigkeit können die Angaben der Spannungsmessungen bei der durchgeführten Prüfung des Drehgestells ange-

wandt werden. Nachdem die Spannungen bei der Belastung angenähert berechnet worden sind, können sie mit den genauen Messungen der Spannungen verglichen werden, wobei die dem Verhältnis der gemessenen und berechneten Spannung gleiche Grösse der konstruktiven Korrektur bestimmt wird. Wenn wir in derselben angenäherten Weise die Spannungen in der neuen Bauart berechnen, und sie mit den gefundenen konstruktiven Korrekturen multiplizieren, erhalten wir die präzisierten Spannungsgrössen für die neue Bauart. Dies Verfahren wurde von uns für diejenigen Querschnitte des Drehgestells angewandt, welche in der Bauart des alten und des neuen Drehgestells analog sind. Die erhaltenen Spannungen haben wir mit den zulässigen Spannungen bei Vibrationsbelastung verglichen, welche für den dynamischen Koeffizient von 1,45 abgeleitet wurden.

7. Vergleich des Drehgestellgewichts der neuen Bauart mit demjenigen der Wagen des Zentralen Bureaus für Wagenbau des Volkskommissariats für Eisenbahnverkehr

Auf Grund der durchgeführten Arbeit wurde ein kleineres Gewicht der neuen Bauarten im Vergleich mit den alten erhalten. Aus Tab. 2 ist zu ersehen, dass das Gewicht der verglichenen Rahmentheile der neuen Bauart 835 kg im Gegensatz zum Gewicht von 1291 kg der alten ausmacht. Die Verminderung des Rahmengewichts ist 455 kg oder etwa 35% gleich. Die Gewichtsverminderung eines Drehgestells macht unter Berücksichtigung des Buchsengewichts etwa 780 kg aus. Wenn in Betracht gezogen wird, dass in der angenommenen Bauart das Gewicht der Federn, der Schwebeträger, der Lashes für elliptische Federn und einiger anderen Teile ebenfalls vermindert ist, so macht die Gewichtsverminderung eines Drehgestells etwa 1000 kg aus. Auf solche Weise erreicht die Gewichtsverminderung des Wagens auf Kosten einer Veränderung der Bauart des Drehgestells etwa 2000 kg. Das Verhältnis des Drehgestellgewichts und der Drehgestellbelastung der Stützstelle ist

$$\frac{6.1}{22} = 0,276$$

anstatt 0,322 bei der früheren Bauart (s. § 1). Bei der neuen Bauart sind 42 Elemente anstatt von 100 Elementen der alten Bauart vorhanden (wir vergleichen nur die in Tab. 1 angeführten Elemente). Auf solche Weise vermindert sich die Anzahl der Elemente im Drehgestell um mehr als 50%.

Bei einem jährlichen Personenverkehr von 540 000 000 t/km und den Kosten von 1,5 Kop. pro t/km wird die jährliche Kostenersparnis für die, dem dritten Fünfjahrplan gemäss, entworfenen 15 000 Personenwagen 70 Millionen Rubel ausmachen. Diese Summe kann noch bedeutend vergrössert werden, wenn man die Drehgestelle der schon in Exploitation befindlichen Wagen ersetzt wird. Die Metallersparnis kann beim Bau der, dem Fünfjahrplan gemäss, entworfenen Wagen etwa 30 000 t erreichen.

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Предисловие	3
Г. В. Раевский. Проблема прочности и веса сварных вагонных конструкций . .	7
Г. В. Раевский. Вибрационная нагрузка вагонов и вибрационные испытания сварных узлов вагонного типа.	21
Б. Н. Горбунов. Методы улучшения сварных соединений товарных вагонов и допускаемые напряжения для них.	53
Г. В. Раевский. Облегченная сварная конструкция рамы и кузова крытого товарного вагона из стали 3.	141
Б. Н. Горбунов. Рациональные методы испытания вагонов.	183
А. Е. Аснис. Облегчение сварной конструкции тележки пассажирского вагона. . . .	195

INHALTSVERZEICHNIS

G. W. Rajewsky, Problem der Festigkeit und des Gewichts von geschweissten Wagenkonstruktionen	17
G. W. Rajewsky, Vibrationsbelastung der Wagen und Vibrationsprobe der geschweissten Knoten in Wagen	49
B. N. Gorbunow, Methoden zur Verbesserung der geschweissten Verbindungen in Güterwagen und die dabei zulässigen Spannungen	127
G. W. Rajewsky, Eine leichtere Bauart des Rahmens und Wagenkastens eines geschlossenen Güterwagens	177
B. N. Gorbunow, Rationelle Methoden zur Prüfung von Wagen	192
A. E. Asnis, Gewichtsverminderung des geschweissten Drehgestells eines Personenwagens..	219
