

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

НОРМЫ ПРОЧНОСТИ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ ПУТЕВЫХ МАШИН

Методы определения прочностных характеристик

СТ РК 1452-2005

Издание официальное

Комитет по техническому регулированию и метрологии Министерства индустрии и торговли Республики Казахстан

Астана

gost.e-ecolog.ru

Предисловие

1 РАЗРАБОТАН И ВНЕСЕН Техническим комитетом по стандартизации №53 « Сертификация машиностроительной, металлургической, строительной продукции и услуг» ТОО «Астанаметросертика»

2 УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Приказом Комитета по техническому регулированию и метрологии Министерства индустрии и торговли Республики Казахстан от 29 ноября 2005 г. № 433

3 Настоящий стандарт разработан с четом требований ОСТ 32.62-96 «Нормы прочности металлоконструкций путевых машин. Методические указания».

4 В настоящем стандарте учтены основные нормативные положения следующих международных документов:
EN 292-2:1991+ A1:1995 «Безопасность машин. Основные концепции, главные принципы конструирования. Часть 2. Технические принципы и технические условия» (EN 292-2:1991+ A1:1995 «Safety of machinery. Basic concepts, general principles for design. Part 2. Technical principles and specifications»), в части требований, изложенных в п. 4.1, которые по тексту стандарта выделены курсивом

5 В настоящем стандарте реализованы нормы законов Республики Казахстан «О техническом регулировании», «О железнодорожном транспорте»

6 СРОК ПЕРВОЙ ПРОВЕРКИ **2010 год**
ПЕРИОДИЧНОСТЬ ПРОВЕРКИ **5 лет**

7 ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве официального издания без разрешения Комитета по техническому регулированию и метрологии Министерства индустрии и торговли Республики Казахстан

Содержание

1 Область применения		1
2 Нормативные ссылки		1
3 Обозначения и сокращения		1
4 Общие положения		1
5 Классификация нагрузок		3
6 Определение расчетных нагрузок		3
7 Способы определения напряжений		9
8 Оценка прочности		9
Приложение А (обязательное)	Построение вторичной кривой усталости	24
Приложение Б (рекомендуемое)	Оценка долговечности в рабочем режиме главной рамы выправочно-подбивочно-рихтовочной машины	26
Приложение В (справочное)	Библиография	29

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

НОРМЫ ПРОЧНОСТИ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ ПУТЕВЫХ МАШИН

Методы определения прочностных характеристик

Дата введения 2007.01.01

1 Область применения

Настоящий стандарт устанавливает требования к расчету прочности главных рам, рам тележек, металлоконструкций и узлов крепления рабочих органов путевых машин колеи 1520 мм и 1435 мм*.

Стандарт распространяется на продукцию организаций и предприятий, проектирующих и изготовляющих путевые машины, а также проводящих их испытания.

2 Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использованы ссылки на следующий стандарт:

ГОСТ 25.101-83 Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов.

3.Обозначения и сокращения

В настоящем стандарте приведены следующие обозначения и сокращения.

3.1 Выпровочно – подбивочно – отделочная машина; **ВПО**.

3.2 Выпровочно – подбивочно – рихтовачная машина; **ВПР**.

3.3 Передвижная рельсосварочная самоходная машина; **ПРСМ**.

3.4 Моторная платформа; **МПД**.

3.5 Техническое задание; **ТЗ**.

3.6 Технические условия; **ТУ**.

4 Общие положения

4.1 Настоящие нормы должны рассматриваться как основа для обеспечения необходимой прочности и долговечности несущих металлоконструкций (главных рам, рам тележек, а также металлоконструкций и узлов крепления рабочих органов) путевых машин.

Издание официальное

* Допускается для колеи 1067 мм

Оборудование, системы и схемы, имеющие отношение к безопасности:

- Обеспечение надежности машины, следует учитывать факторы, характеризующие ее надежность в эксплуатации:

- доступность внутренних частей,

- легкое манипулирование и человеческие возможности

- подходящий выбор рабочих мест,

- ограничение количества специальных документов и оборудования,

- легкость наблюдения.

- Обеспечение изоляции и рассеивания энергии

- Обеспечение легкой и безопасной работы с машинами и их тяжелыми компонентами

- Обеспечение для безопасного доступа к машинному оборудованию

- Обеспечение устойчивости машин и их элементов

- Обеспечение диагностических систем с целью обнаружения неисправностей и их исправления

4.2 При проектировании путевых машин необходимо учитывать, что главная рама и рама тележки должны:

- работать без повреждений в течение назначенного срока службы машины при соблюдении установленных условий эксплуатации;

- обеспечивать безопасное движение машин самоходом или в составе поезда с установленными скоростями (порядок транспортировки и допускаемые скорости устанавливаются ТУ на машину по согласованию с заказчиком);

- обеспечивать подъем одной стороны машины с тележкой за автосцепку или лобовой брус (при сходе с рельсов, см. раздел 5, Б).

4.3 По условиям транспортирования путевые машины делятся на две группы:

- машины, которые разрешается транспортировать в составе грузовых поездов без ограничения места установки в состав и пропускать через сортировочные горки;

- машины, транспортируемые самоходом как отдельные локомотивы, отдельным локомотивом, в составе коротких хозяйственных поездов, в хвосте грузовых поездов, не имеющих локомотива-толкача.

Примечание - Коротким хозяйственным поездом считается поезд массой не более 1000 т и длиной не более 400 м.

4.4 Машины, транспортируемые в составе грузовых поездов без ограничения, должны в части восприятия продольных усилий и устойчивости в составе поезда проектироваться с учетом требований [1].

4.5 Несущие металлоконструкции путевых машин в транспортном и рабочем режимах рассчитываются на статическую прочность и усталость.

4.6 Опытные образцы вновь спроектированных путевых машин должны подвергаться, как правило, прочностным испытаниям. Необходимый объем испытаний определяется изготовителем и разработчиком при составлении ТЗ, с учетом объема и качества выполненных прочностных расчетов, степени новизны конструкции, а также имеющегося опыта эксплуатации подобных путевых машин.

5 Классификация нагрузок

Нагрузки, действующие на металлоконструкции путевых машин в эксплуатации, подразделяются на следующие группы:

А - постоянно действующие статические нагрузки, возникающие от собственного веса рамы, веса оборудования и агрегатов, установленных на раме, воды, смазки, 2/3 запаса топлива и песка.

Б - нагрузки, возникающие при экстремальных режимах : выкатке колесной пары, опирании кузова на домкраты, аварийном подъеме одной стороны машины с тележкой за лобовой брус или автосцепку, подъеме машины краном при погрузке, подъеме груза при неработающих аутригерах (у железнодорожных кранов) и т.п.

В - нагрузки, возникающие в машине при выполнении рабочих операций.

Г - продольные нагрузки, действующие вдоль оси автосцепок.

Д - динамические нагрузки, действующие при движении машин в транспортном режиме (транспортировка самоходом или в составе поезда).

6 Определение расчетных нагрузок

6.1 Статические нагрузки (группа А) складываются из собственного веса металлоконструкции и веса оборудования, установленного на ней. Для рам тележек в статическую нагрузку входят вес кузова брутто, вес обрессоренных элементов привода и оборудования, установленного на раме тележки, с учетом собственного веса рамы тележки. Для определения сил в этом виде нагружения нужно пользоваться весовой ведомостью и рабочими чертежами машин.

6.2 Нагрузки при экстремальных режимах (группа Б) делятся на общие, обязательные для всех типов машин, и специфические, относящиеся лишь к отдельным типам машин. К обязательным режимам относятся: выкатка колесных пар, опирание машины на домкраты, аварийный подъем одной стороны машины вместе с тележкой за лобовой брус или автосцепку.

К специфическим режимам относятся, например, подъем груженой машины краном при погрузке и выгрузке машины с железнодорожного подвижного состава, если по ТУ предусмотрена такая транспортировка, работа железнодорожного крана без аутригеров и т.п. Необходимость расчета на те или иные специфические режимы определяется в зависимости от условий эксплуатации, назначения и конструкции машины.

6.3 Нагрузки в рабочем режиме (группа В) определяются характером рабочих операций, выполняемых машиной. Величины и схемы приложения рабочих нагрузок определяются технической документацией, конструкцией и назначением машины. Они могут быть статическими и динамическими.

Конструкции, на которые в рабочем режиме действуют статические нагрузки, рассчитываются на статическую прочность. При этом наряду с рабочими нагрузками должны учитываться постоянно действующие статические нагрузки от собственного веса конструкции и оборудования (группа А). При определении на-

пряжений от рабочих статических нагрузок необходимо учитывать особенности их приложения. Так, например, для кранов и платформ типа МПД, рабочими нагрузками являются веса транспортируемых грузов, для уборочных машин — вес снега или мусора с учетом распора боковых стенок и т.п. Силы распора сыпучего груза согласно [2] определяются давлением груза на поверхность боковых стенок, которое находится по формуле (1)

$$P_d=(1+k_d)\ \ \gamma\ g\,y\,\mathrm{tg}^2\left(\frac{\pi}{4}-\frac{\varphi}{2}\right), \qquad (1)$$

где k_d - коэффициент вертикальной динамики;

γ - насыпная плотность груза;

g - ускорение свободного падения;

y - расстояние от поверхности груза до точки, в которой определяется давление;

φ - угол естественного откоса сыпучего груза. При движении с конструкционной скоростью $\varphi = 0$.

Величина k_d находится экспериментально или может быть оценена по экспериментальным данным для аналогичных узлов сходных конструкций при соответствующей скорости движения. При отсутствии экспериментальных данных коэффициент динамики согласно [2] можно рассматривать как случайную функцию вида (2)

$$P(k_d)=1-\exp\left(-\frac{\pi}{4}\frac{k_d^2}{\overline{k}_d^2}\beta^2\right), \qquad (2)$$

Коэффициент k_d определяется как квантиль этой функции при доверительной вероятности $P(k_d)$ по формуле

$$k_d=\frac{\overline{k}_d}{\beta}\sqrt{\frac{4}{\pi}\lg\frac{1}{1-P(k_d)}}, \qquad (3)$$

где $\overline{k}_d$ среднее значение коэффициента вертикальной динамики определяется по формулам:

при скорости движения менее 55 км/ч

$$\overline{k}_d = a\,\frac{V}{15}, \qquad (4)$$

при скорости движения более 55 км/ч

$$\overline{k}_d=a+3{,}6\cdot10^{-4}b\frac{V-15}{f_{cm}}, \qquad (5)$$

где a - коэффициент, равный для элементов кузова 0,05, для обрессоренных частей тележки — 0,1, для необрессоренных частей тележки —0,15;

b - коэффициент, учитывающий влияние числа осей n в тележке и группе тележек под одним концом экипажа, $b = \frac{n+2}{2n}$;

для бестележечных экипажей (в жесткой раме) в первом приближении n принимается равным числу осей под одним концом экипажа;

V - скорость движения при расчетном режиме, м/с;

f_{cm}- статический прогиб рессорного подвешивания, м;

β - параметр распределения; для деталей путевых машин при существующих условиях эксплуатации можно принимать равным 1,13;

$P(k_d)$- доверительная вероятность, рекомендуется в расчетах на прочность принимать равной 0,97.

При скорости движения менее 30 км/ч принимается $k_d = 0$.

При двухступенчатом рессорном подвешивании при определении k для рамы тележки учитывается прогиб первой ступени, для кузова — полный статический прогиб двух ступеней.

Конструкции, воспринимающие в рабочем режиме переменные циклические нагрузки, должны рассчитываться на усталость. Для определения метода расчета необходимо знать количество циклов, которое машина воспринимает за назначенный срок службы. За этот срок службы машины, воспринимающие в рабочем режиме переменные нагрузки, могут иметь согласно [3] число циклов нагружения больше или меньше числа циклов, соответствующего точке перелома кривой усталости (для стальных сварных конструкций $(5 - 10)\cdot 10^6$ циклов). Если число циклов нагружения машины за срок службы меньше этого числа, то прочностные расчеты следует вести на ограниченную долговечность (с учетом циклических нагрузок в транспортном режиме), если больше — то на неограниченную долговечность.

В случае необходимости (например, если жесткостные характеристики рамы мешают выполнению рабочих операций или вызывают резонансные колебания и др.) металлоконструкция экипажной части путевых машин по нагрузкам рабочего режима должна быть проверена на жесткость, а сжатые элементы ее - на устойчивость в соответствии с требованиями [2].

6.4 Рамы машин должны воспринимать статические продольные нагрузки, действующие вдоль оси автосцепок (группа Г). Они имитируют сжимающие и растягивающие силы, возникающие между единицами подвижного состава при различных режимах движения в поезде и при соударениях во время маневровой работы. Эти нагрузки определяются условиями транспортирования машин, возможностью включения их в состав поезда и пропуска через сортировочные горки [4].

Нормативное усилие для машин, которые разрешается транспортировать в составе грузовых поездов без ограничения места установки в состав и пропускать через сортировочные горки, составляют в пределах ± 2500 кН.

Нормативное усилие для машин, транспортируемых самоходом, отдельным локомотивом, в составе коротких хозяйственных поездов или в хвосте грузовых поездов, не имеющих локомотива-толкача, составляют в пределах плюс минус 1000 кН.

Для вновь проектируемых машин условия транспортировки, а следовательно, и расчетное продольное усилие должны оговариваться в техническом задании и соответствовать требованиям настоящих норм.

6.5 Экипажная часть путевых машин должна быть рассчитана на систему сил, возникающих в движении, при тяге и торможении в составе поезда или самоходом, при вписывании в кривые участки пути, а также кососимметричные силы (группа Д). Для путевых машин, включаемых в состав грузовых поездов без ограничения, учитываются боковые силы при взаимодействии путевых машин с другим подвижным составом на кривых участках пути в соответствии с [2].

6.5.1 Динамические нагрузки, возникающие при движении с транспортной скоростью, определяют умножением статических вертикальных нагрузок на коэффициент динамки к (см.формулу 3), отражающий влияние неровностей пути при движении с заданной скоростью по прямому участку пути.

6.5.2 Нагрузки, возникающие при торможении, состоят из сил тормозной системы и сил инерции. Эти силы определяются с учетом типа примененной тормозной системы, силы нажатия тормозных колодок, конструкции тележки и экипажа в целом.

6.5.3 Нагрузки, возникающие при вписывании машины в кривую, определяются из условий равновесия при движении ее в кривой R = 600 м со скоростью 100 км/ч при непогашенном ускорении 0,7 м/с^2.

6.5.4 Кососимметричные нагрузки это система взаимно уравновешенных вертикальных сил, приложенных со стороны рессорного подвешивания к раме тележки или действующих между опорами кузова на тележки. Они обычно состоят из четырех равных по абсолютной величине вертикальных сил, из которых две, расположенные по диагонали, действуют вверх, а две другие - вниз. Они могут возникать в двух- или трехосных тележках со стороны букс на раму тележки при несбалансированном рессорном подвешивании и между кузовом и тележкой, если имеются четыре «жесткие» опоры кузова. Причиной появления кососимметричной нагрузки может быть неодинаковая жесткость отдельных рессор (пружин), неодинаковые стрелы их прогиба, разность установочных размеров, а также неровности пути и другие аналогичные причины. Эти нагрузки учитываются только для тележек, имеющих жесткую раму или иную конструкцию, способную воспринимать их.

Сила, приложенная к одной буксе двухосной тележки, соответствующая вертикальному смещению одного колеса [2], определяется формулой (6)

$$P_k = \frac{z}{4} \cdot \frac{2b}{2s} \cdot \frac{c_б c_р}{c_б + c_р}, \qquad (6)$$

где z - вертикальное эквивалентное смещение одного колеса,

вызванное местными неровностями пути и колес и отклонениями в размерах буксовых узлов и подвешивания, с учетом вертикального отвода рельсовой нитки в переходном отрезке кривой. Можно принять : $z = 13 + Б \cdot 2$; где Б - база тележки (расстояние между крайними колесными парами).

В двухосных экипажах кососимметричная сила имеет смысл только для главной рамы машины. Поэтому в предложенном выражении для z величина Б есть расстояние между колесными парами машины.

$2b$ - расстояние между центрами буксовых опор колесной пары;

$2s$ - расстояние между кругами катания колеса одной колесной пары принимается равным 1,58 м;

$c_б$ -жесткость буксовых рессор (над одной буксой);

$c_р$ - жесткость рамы тележки при кососимметричной нагрузке (на 1/4 рамы).

6.6 Узлы крепления рабочих органов и предохранительные устройства должны обеспечивать прочность установки рабочих органов во время выполнения рабочих операций и при транспортировке машины.

Расчету подвергаются:

- опасные сечения крепежных или предохранительных устройств (установочные элементы, крюки, транспортные фиксаторы (стопоры) рабочих органов и т.п.);
- места соединения крепежного или предохранительного узла с несущей металлоконструкцией (сварные швы, болты, заклепки и т.п.).

6.6.1 Узлы крепления рабочих органов рассчитываются на действие нагрузок групп В и Д.

Нагрузки группы В определяются а соответствии с 6.3.

Нагрузки группы Д определяются как указано ниже.

6.6.2 Для узлов, устанавливаемых на раме машины, расчет ведется для двух режимов движения:

6.6.2.1 Трогание с места, осаживание или экстренное торможение при малых скоростях движения, соударения при маневровой работе. Расчетная сила, полученная суммированием весов закрепленного оборудования и элементов крепления с возникающей при этом силой инерции, прикладывается в центре тяжести закрепляемого узла и состоит из двух составляющих:

вертикальной

$$P_{верт} = P_{ст} \cdot \left(1 + \frac{N}{Q} \cdot \frac{h_x}{2l} \cdot \frac{x}{I}\right) \qquad (7)$$

и продольной

$$P_{пр} = P_{ст} \cdot \frac{a_x}{g}, \qquad (8)$$

где $P_{ст}$ - вес закрепленного оборудования;

N - нормативное продольное усилие для машин в данном режиме (см.5.4);

Q- вес машины;

h_x - расстояние от центра тяжести машины до оси автосцепки (по вертикали);

x - расстояние от среднего поперечного сечения машины до центра тяжести закрепленного оборудования (вдоль машины);

$2l$ - база машины;

a_x - продольное ускорение. Для оборудования, установленного на главной раме на уровне автосцепки (1050 мм от головки рельса) $a_x = 3g$, на уровне крыши (5300 мм от головки рельса, что соответствует габариту 1-Т) $a_x = 1,5g$, на промежуточных уровнях a_x изменяется линейно от $3g$ до $1,5g$.

6.6.2.2 Движение с транспортной скоростью. Расчетная сила в этом случае также состоит из:

вертикальной

$$P_{верт} = P_{ст} \cdot (1 + k_d), \qquad (9)$$

где k_d - коэффициент вертикальной динамики, определяемый экспериментально или по результатам динамического расчета, или приближенно, по формуле (3);

продольной составляющей нагрузки, определяемой по формуле (8).

Для оборудования, установленного на главной раме на уровне автосцепки (1050 мм от головки рельса) $a_x = 0,6g$, на уровне крыши (5300 мм от головки рельса, габарит 1-Т) $a_x = 0,3g$;

боковой

$$P_{бок} = P_{ст} \cdot \frac{a_y}{g}, \qquad (10)$$

где a_y - расчетное ускорение, принимается $a = 1g$.

6.6.3 Узлы крепления оборудования, установленного на обрессоренных частях тележки, рассчитываются с учетом сил инерции, исходя из ускорений в вертикальном направлении, равных $3g$. Ускорение в продольном направлении принимается $1,5g$.

6.6.4 Узлы крепления оборудования, установленного на необрессоренных частях тележки рассчитываются с учетом сил инерции, исходя из ускорений в вертикальном направлении 15g, в продольном 3g.

6.6.5 Предохранительные устройства рассчитываются на силу, равную двойному весу предохраняемого оборудования.

6.6.6 Для расчета специальных узлов и элементов крепления допускается использовать [5].

7 Способы определения напряжений

7.1 Номинальные напряжения для оценки прочности главных рам и рам тележек путевых машин следует, определять расчетом или экспериментально.

7.2 Главные рамы и рамы тележек путевых машин для расчета представляют в виде стержневых, пластинчатых или комбинированных систем.

При выполнении расчетов следует обращать внимание на зоны концентрации напряжений, которые, определяют прочность конструкции в целом.

7.3 Экспериментальное определение напряжений производится с помощью тензометрии. Исследуемая конструкция оборудуется тензорезисторами в количестве, необходимом для оценки номинальных напряжений в характерных сечениях рамы и концентрации напряжений в нагруженных узлах. Схема расположения тензорезисторов разрабатывается с учетом схемы нагружения конструкции внешними нагрузками, ожидаемого типа напряженного состояния (н.с.) (одноосное, плоское, объемное), результатов прочностных расчетов, опыта эксплуатации аналогичных конструкций. На крупногабаритных сварных конструкциях экипажных частей обычно используются для определения номинальных напряжений тензорезисторы базой 10 и 20 мм, для исследования концентрации - тензорезисторы меньшей базы. Номинальное значение напряжения определяется при одноосном н.с. - одиночным тензорезистером, при плоском и объемном н.с. - двух- или трехкомпонентными розетками тензорезистеров. Для определения коэффициента концентрации в исследуемой зоне наклеиваются цепочки тензорезисторов, база которых (обычно 5 мм) выбирается в соответствии с формой и размерами этой зоны.

8 Оценка прочности

8.1 Главные рамы и рамы тележек оцениваются по статической прочности и по усталости в транспортном и рабочем режимах, а также по статической прочности при восприятии экстремальных нагрузок.

При оценке по статической прочности производится сравнение напряжений при расчетных режимах с допускаемыми [2]. Оценка по усталости выполняется двумя способами: либо путем определения коэффициента запаса прочности и сравнения его с минимально допустимым, либо путем определения вероятности разрушения при заданной долговечности. Первый способ соответствует расчету на неограниченную долговечность, второй - на ограниченную. Второй способ является предпочтительным, так как дает более достоверные результаты и позволяет, как правило, спроектировать менее металлоемкие конструкции.

Применение второго способа особенно целесообразно для машин, у которых за назначенный срок службы количество циклов нагружения не превышает числа циклов, соответствующего перелому кривой усталости. В этом случае можно допустить более высокий уровень напряжения, что способствует экономии металла. Однако, применение данного способа затруднено тем, что для этого необходимо знать параметры нагруженности (уровень, характер, повторяемость нагрузок и др.) машины и иметь характеристики сопротивления усталости рассматриваемых узлов. Поэтому для вновь проектируемых и мало исследованных конструкций чаще применяется первый способ оценки по неограниченной долговечности.

8.2 Главные рамы и несущие конструкции рабочих органов.

Транспортный режим.

8.2.1 Продольное нагружение по оси автосцепок.

Режим соответствует условиям, возникающим при соударении во время маневровой работы. Определяется сумма напряжений от нормативных продольных нагрузок на растяжение и сжатие (группа Г) и сил веса (группа А). Допускаемое напряжение - $0,9\sigma_т$,- Условие прочности

$$\sigma_А + \sigma_г \leq \sigma_т \ , \qquad (11)$$

где $\sigma_т$- предел текучести материала.

8.2.2 Движение с транспортной скоростью.

8.2.2.1 Оценка по статической прочности.

Определяется сумма напряжений от действия нагрузок группы $А_с$ добавлением динамических напряжений, определенных при транспортной скорости, и половины напряжений от нагрузок группы Г. Допускаемые напряжения $0,65\sigma_т$. Условие прочности

$$\sigma_A(1 + k_d) + 0,5\sigma_Г \leq 0,65\sigma_Т, \qquad (12)$$

где k_d коэффициент динамики (см. пункт 6.3).

8.2.2.2 Оценка по усталости

Коэффициент запаса прочности определяют по формуле (13)

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{k\sigma_V + \psi\sigma_m} \geq 1,5 \ , \qquad (13)$$

где σ_{-1}- предел выносливости стандартного образца при симметричном цикле;

k - концентрация, учитывающая понижение сопротивления усталости детали;

σ_V - амплитуда напряжений цикла;

ψ - коэффициент, характеризующий чувствительность металла к асимметрии цикла;

σ_m- среднее напряжение цикла.

Предел выносливости для соответствующей марки стали принимается с учетом характера циклического нагружения детали: на изгиб (σ_{-1}) или на растяжение-сжатие (σ_{-1p}).

Коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла, определяется выражением

$$\psi = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}, \qquad (14)$$

где σ_0 - предел выносливости при отнулевом цикле.

При расчетах на усталость деталей из малоуглеродистой конструкционной стали и литой стали (в том числе и сварных) следует принимать: $\psi = 0{,}3$ для растянутых волокон ($\sigma_m > 0$), $\psi = 0$ - для сжатых ($\sigma_m < 0$). За среднее напряжение цикла принимаются напряжения от нагрузок группы А, определенные расчетным или экспериментальным путем, суммированные с напряжением от вписывания в кривую.

Для приближенного расчета на усталость можно не учитывать напряжения от вписывания в кривую.

Амплитуда напряжений определяется экспериментально при движении машины с транспортной скоростью. Для приближенных расчетов можно пользоваться формулой

$$\sigma_V = k_d \sigma_m , \qquad (15)$$

Значение k_d определяется выражением (3) - см. пункт 6.3.

Приближенное значение коэффициента концентрации k может быть найдено путем оценки влияния отдельных факторов, его определяющих, из выражения

$$k = \beta_k \frac{k_1 k_2}{\gamma m} , \qquad (16)$$

где β_k - эффективный коэффициент концентрации напряжений, учитывающий форму детали и свойства материала. Значение его зависит от плавности сопряжения между частями детали или между примыкающими элементами конструкции, которая характеризуется отношением радиуса сопряжения к высоте сечения (ρ/h). При уменьшении отношения ρ/h эффект концентрации возрастает.

В качестве примера на рисунке 1 приведены значения эффективного коэффициента концентрации напряжений для ступенчатой детали при изгибе.

Для сварных и сварнолитых конструкций из малоуглеродистых сталей, состоящих из тонкостенных балок замкнутого профиля с приваренными литыми элементами и имеющих большие габаритные размеры, следует принимать для основного металла сварных балок величину $\beta_к$ в пределах от 1,0 до 2,1.

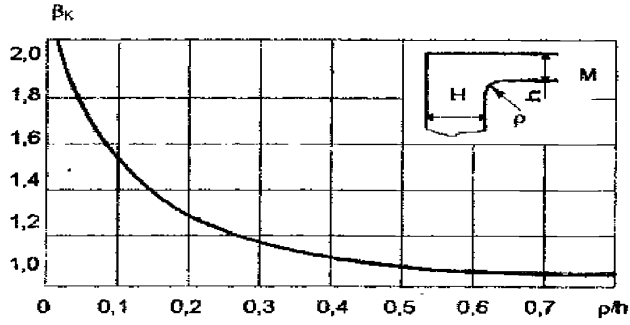


Рисунок 1

Значение $\beta_k = 1,0\text{-}1,1$ относится к участку балки, не имеющему примыкающих элементов, сварных швов, отверстий и т.д.

Значение $\beta_k = 2,1$ относится к сечению с элементами, примыкающими под прямым углом.

Значения эффективного коэффициента концентрации напряжений β_k для различных форм геометрических концентраторов можно определить по справочным данным [6] или найти через теоретический коэффициент концентрации a_σ, определяемый расчетом или экспериментально с помощью цепочек малобазных тензодатчиков, наклеенных в зоне концентрации. В этом случае коэффициент $\beta_к$ определяется из соотношения (17)

$$\beta_к = 1 + q(a_\sigma - 1), \qquad (17)$$

где q - коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений.

При $q = 0$ материал не чувствителен к концентрации напряжений, если $q = 1$, то материал обладает полной чувствительностью к концентрации напряжений. На практике для малоуглеродистых сталей типа Ст3 обычно принимают $q = 0,7$.

k_1 - коэффициент, учитывающий неоднородность материала детали, присущую прокату, штамповке, литью.

Для проката, поковки и штамповки $k_1 = 1,1$.

Для литья – $k_1 = 1,2\text{-}1,3$.

k_2 - коэффициент, учитывающий внутренние напряжения в детали. При наибольшем размере поперечного сечения детали до 250 мм $k_2 = 1,0$, от 250 мм до 1000 мм $k_2 = 1,0\text{-}1,2$. В этом интервале коэффициент изменяется пропорционально размеру сечения.

γ - коэффициент, учитывающий влияние абсолютных размеров детали. Величина γ для образца диаметром около 10 мм равна 1. С увеличением размера поперечного сечения детали примерно до 200 мм коэффициент уменьшается до $\gamma =$

0,76-0,60. При дальнейшем увеличении размеров детали γ понижается менее интенсивно.

m коэффициент, учитывающий состояние поверхности детали; находится по таблице 1.

Таблица 1

Обработка поверхности детали	m
Полированная поверхность (образец) 	1
Станочная обработка с обеспечением шероховатости 	0,9
Грубая обработка на станке, обдирка прокат 	0,85-0,8
Стальное литье (после тщательной обработки пескоструйным аппаратом) 	0,8

Набор коэффициентов $\frac{k_1 k_2}{\gamma m}$ при наличии термообработки узла после сварки можно уменьшить на 10-15%.

В случае, если имеются данные о величинах действительного предела выносливости детали, полученные путем натурных стендовых испытаний, определение коэффициента запаса прочности следует вести по формуле

$$n = \frac{\sigma_{-1(эксп)}}{\sigma_V + \frac{\varphi}{\kappa}\sigma_m} \geq 1{,}4 \quad , \qquad (18)$$

где $\sigma_{-1(эксп)}$ - предел выносливости натурной детали, определенный экспериментально;

κ - коэффициент снижения предела выносливости, определенный экспериментально как отношение предела выносливости образца к пределу выносливости детали.

Определение коэффициента запаса прочности по отношению к пределу выносливости, найденному экспериментально, конкретно для данной детали, является более точным, чем по формуле (13). Поэтому нормативный коэффициент запаса прочности, а этом случае принимается более низким.

При большой асимметрии цикла (когда $\kappa_d = \frac{\sigma_V}{\sigma_m} < 0{,}2$) проверяется согласно [6] следующие условие

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_V + \sigma_m} \geq 1{,}5 , \qquad (19)$$

8.2.2.3 Оценка по долговечности.

В основе оценки согласно [7] лежит линейная гипотеза суммирования усталостных повреждений, по которой условие разрушения имеет вид

$$\sum_{(\sigma_{a1} \geq \sigma_{-1Д})} \frac{n_i}{N_i} = 1 , \qquad (20)$$

где n_i - количество циклов нагружения амплитудой σ_{ai};

$\sigma_{-1Д}$ - предел выносливости детали;

N_i - количество циклов до разрушения при нагружении амплитудой;

σ_{a1} - по кривой усталости.

Неравенство под знаком суммы показывает, что отношения n_i N_i, соответствующие амплитудам σ_{a1} меньше $\sigma_{-1Д}$, не должны входить в сумму, так как для этих амплитуд $Ni = \infty$. Это условие соответствует кривой усталости, имеющей горизонтальный участок. По мере накопления экспериментальных данных о нагруженности конструкции расчет долговечности может быть выполнен также и с использованием корректированной линейной гипотезы [7].

При нагружении детали переменными нагрузками различной амплитуды суммарное количество циклов до разрушения для кривой усталости, аппроксимируемой наклонной и горизонтальной прямыми, принимает вид

$$N_{сум} = N_G \frac{\sigma_{-1Д}^m}{\sum\limits_{\sigma_{ai} \geq \sigma_{-1Д}} t_1 \sigma_{ai}^m} , \qquad (21)$$

где, N_G - количество циклов, соответствующее точке перелома кривой усталости;

m - показатель степени наклонной ветви кривой усталости [7];

Величину m можно определить по формуле

$$m = \frac{c}{k} , \qquad (22)$$

где, k - коэффициент концентрации, учитывающий понижение сопротивления усталости. Определяется по формуле (16)

c = 12-20 для деталей из углеродистых сталей;

c = 20-35 для деталей из легированных сталей;

t_1- отношение количества циклов амплитуды σ_{ai} к суммарному количеству циклов.

Для удобства вычислений в работе [7] рекомендуется значения напряжений выражать через предельный коэффициент нагруженности

$$n_p = \frac{\sigma_{a\max}^{пред}}{\sigma_{-1Д}}, \qquad (23)$$

где, $\sigma_{a\max}^{пред}$- максимальная ступень напряжений в предельном блоке нагружения, соответствующем разрушению при числе циклов $N_{сум}$. Предельный блок нагружения пропорционален действующему. Тогда выражение (21) принимает вид

$$\frac{N_{сум}}{N_G} = \frac{1}{n_p^m \sum_{\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a\max}} \geq \frac{1}{n_p}} t_i \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a\max}} \right)^m}, \qquad (24)$$

Это уравнение вторичной кривой усталости в относительных координатах [5] (см. рисунок 2).

Полученное в этой формуле число циклов до разрушения соответствует 50%-ной вероятности. Если мы зададим уровень напряжений меньший, чем заложен в формулу (24), то при том же количестве циклов получим меньшую вероятность разрушения. В работе [5] изложена методика определения вероятности разрушения при заданных уровне напряжений и числе циклов. Разброс разрушений определяется разбросом пределов выносливости детали и воздействующих на деталь напряжений, распределенных по нормальному закону. Квантиль нормального распределения, соответствующий вероятности разрушения, определяется по формуле.

$$U_p = \frac{1 - \bar{n}}{\sqrt{\bar{n}^2 \nu_{\sigma -1\Delta}^2 + \nu_\varepsilon^2}}, \qquad (25)$$

Здесь $\bar{n}$ - относительный коэффициент запаса, равный

$$\bar{n} = \frac{n_p}{n} = \frac{\sigma_{a\max}^{пред}}{\sigma_{a\max Д}}, \qquad (26)$$

где, n_p - предельный коэффициент нагруженности, соответствующий точке на вторичной кривой усталости с абсциссой $N_{сум}$ (см.формулу 23)

n - действительный коэффициент нагруженности, равный

$$n = \frac{\sigma_{a\max Д}}{\sigma_{-1Д}} \qquad (27)$$

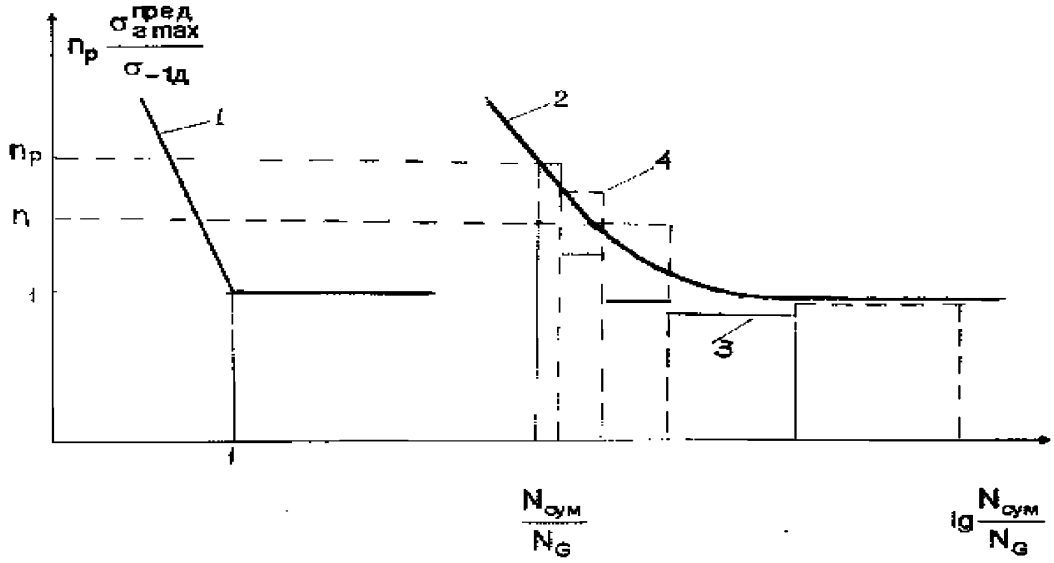
$\sigma_{a\,maxД}$ - максимальная ступень напряжений в действующем блоке нагружения.

Величины n и n_p показаны на рисунке 2.

$v_{\sigma-1Д} = \frac{S_{\sigma-1Д}}{\sigma_{-1Д}}$; $v_{\varepsilon} = \frac{S_{\sigma_{a\max Д}}}{\sigma_{a\max Д}}$; -коэффициенты вариации предела выносливости детали и максимальной ступени напряжений в блоке нагружения, равные отношению среднеквадратичных отклонений соответствующих величин к их средним значениям.

Зная квантиль, по таблицам функций нормального распределения определяют вероятность разрушения.

Ниже в качестве примера приведены значения относительного коэффициента запаса $\overline{n}$, соответствующего вероятности разрушения.



1 - первичная кривая усталости;
2 - вторичная кривая усталости, соответствующая действующему блоку нагружения;
3 - действующий блок нагружения;
4 - предельный блок нагружения, пропорциональный действующему, соответствующий заданному количеству циклов $N_{сум}$.

Рисунок 2

Вероятность разрушения	Относительный коэффициент n
0,1	1,28
0,05	1,38
0,03	1,45
0,02	1,51
0,01	1,61
0,001	1,96

Приведенные данные подсчитаны для коэффициентов вариации $\nu_{\sigma\text{-}1Д} = 0,15$, $\nu_{\varepsilon} = 0,1$.

В качестве рекомендуемой для транспортного режима принимается вероятность разрушения равная 0,02.

В качестве примера в приложении Б приводится расчет долговечности главной рамы выправочно-подбивочно-рихтовочной машины, для которой располагаем усталостными характеристиками и характеристиками блока нагружения.

8.3 Главные рамы и несущие конструкции рабочих органов.

Рабочий режим.

В разделе 6 указано, нагрузки в рабочих режимах могут быть статическими и динамическими, что определяется назначением машины и условиями ее работы.

8.3.1 Машины, используемые для перевозки тяжеловесных грузов (типа МПД), предназначенные для механизации погрузочно- разгрузочных работ и строительно-монтажных работ (краны, автомотрисы), испытывают статическое нагружение от транспортируемых грузов. Их рамы проверяются на действие вертикальной нагрузки, включающей вес самой машины и максимальный вес груза. Оценка прочности проводится по допускаемым напряжениям.

8.3.1.1 Для рам машин, используемых как тяговые единицы, например МПД, определяется сумма напряжений, возникающих в раме при действии нагрузок групп А и В и усилий тяги при движении самоходом. Скорость движения при этом не превышает 10 км/ч. Условие прочности:

$$\sigma_A + \sigma_B + \sigma_{тяги} \le 0,65\sigma_T \ , \qquad (28)$$

где, $\sigma_{тяги}$ - напряжения от усилий тяги при движении самоходом;

σ_T - предел текучести материала.

8.3.1.2 Для рам машин, предназначенных для механизации погрузочно-разгрузочных работ и строительно-монтажных работ (кранов, автомотрис), суммарные напряжения от нагрузок групп А и В сравниваются с допускаемыми. Допускаемые напряжения $0,65\sigma_T$. Условие прочности:

$$\sigma_A + \sigma_B \le 0,65\sigma_T \qquad (29)$$

8.3.1.3 Для несущих элементов главных рам снегоуборочных машин (кроме боковых стенок) определяются напряжения, возникающие при движении машин со снегом со скоростью, разрешенной для движения груженой машины к месту выгрузки. Для существующих снегоуборочных поездов эта скорость не должна превышать 50 км/ч. При этом учитываются напряжения от постоянной статической нагрузки (группа А), усилий от рабочих нагрузок, в данном случае веса снега (группа В), половина напряжений от нагрузок группы Г и динамическая добавка, определяемая через коэффициент динамики. Коэффициент динамики берется для соответствующей скорости. Допускаемое напряжение $0{,}65\sigma_T$. Условие прочности:

$$(\sigma_A+\sigma_B)(1+k_d)+0{,}5\sigma_T \le 0{,}65\sigma_T \qquad (30)$$

Для напряжений в боковых стенках, определяемых с учетом распора, допускаемое напряжение принимается равным $0{,}95\sigma_T$. Условие прочности:

$$(\sigma_A+\sigma_B)(1+k_d)+0{,}5\sigma_T \le 0{,}95\sigma_T \qquad (31)$$

8.3.2 Конструкции, воспринимающие в рабочем режиме переменные нагрузки, например типа ВПР, ВПО, ПРСМ оцениваются по усталости (по коэффициенту запаса прочности или по долговечности).

Коэффициент запаса прочности вычисляется по формуле (13). Нормативный коэффициент запаса прочности принимается равным 1,3. Статическая (σ_m) и динамическая (σ_V) составляющие цикла определяются из фактических напряжений, возникающих при рабочем режиме, куда могут входить динамическая составляющая от прохождения кривых и при торможении, если это соответствует характеру эксплуатации машины, с учетом напряжений от статического нагружения силами группы А.

В случае, если имеются данные о значениях действительного предела выносливости детали, полученные путем натурных стендовых испытаний, определение коэффициента запаса прочности следует вести по формуле (18), принимая $[n] \ge 1{,}2$.

Для машин, несущие элементы которых при выполнении рабочих операций воспринимают переменные нагрузки, изменяющиеся с высокой частотой (порядка 10-20 Гц и выше), и за назначенный срок службы имеют число циклов более $(5\text{-}10).10^6$ нормативный запас прочности принимается равным 2.

Расчет на долговечность при рабочих режимах проводится аналогично расчету, приведенному в пункте 8.2.2.3.

В качестве рекомендуемой величины принимается вероятность разрушения, равная 0,10.

8.4 Рамы тележек. Транспортный режим.

Расчеты производятся исходя из напряжений, определяемых следующими нагрузками:

- постоянно действующими статическими нагрузками. Напряжения σ_a;
- силой тяги в момент трогания с места. Напряжения $\sigma_{тр}$;
- нагрузками, возникающими в раме от работы тяговых двигателей при движении с транспортной скоростью или при торможении. Напряжения $\sigma_{тяги}$ и $\sigma_{тор}$;
- нагрузками, возникающими при движении с конструкционной скоростью по кривой R 600 м при непогашенном ускорении 0,7 м/с^2. Напряжения $\sigma_{кр}$;
- кососимметричной нагрузкой. Напряжения $\sigma_{кос}$.

8.4.1 Для вывода о статической прочности рам тележек в транспортном режиме проверяются следующие сочетания отдельных режимов.

8.4.1.1 Трогание с места.

Определяется сумма напряжений от нагрузок группы А (σ_A), от тяговых усилий в момент трогания с места ($\sigma_{ТР}$) и кососимметричной нагрузки ($\sigma_{кос}$).

Допускаемые напряжения $0{,}55\sigma_T$. Условие прочности:

$$\sigma_A + \sigma_{тр} + \sigma_{кос} \le 0{,}55\sigma_T \ , \qquad (32)$$

8.4.1.2 Движение в тяговом режиме по кривой.

Определяется сумма напряжений от нагрузок группы А (σ_A) с добавлением динамических напряжений, определенных при транспортной скорости, от усилий тяги ($\sigma_{тяги}$), от нагрузок, возникающих при движении в кривой ($\sigma_{кр}$) и кососимметричной нагрузки ($\sigma_{кос}$). Допускаемые напряжения 0,55 σ_T .Условие прочности:

$$(1+k_d)\sigma_A + \sigma_{тяги} + \sigma_{кр} + \sigma_{кос} \le 0{,}55\sigma_T \ , \qquad (33)$$

где k_d - коэффициент динамики (см. пункт 6.3).

8.4.1.3 Торможение в кривой.

Суммируются напряжения от нагрузок группы А (с добавлением динамических), торможения($\sigma_{тор}$) движения по кривой ($\sigma_{кр}$) и кососимметричной нагрузки ($\sigma_{кос}$). Допускаемые напряжения $0{,}55\sigma_T$. Условие прочности:

$$(1+k_d)\sigma_A + \sigma_{тор} + \sigma_{кр} + \sigma_{кос} \le 0{,}55\sigma_T \qquad (34)$$

При суммировании напряжений отдельных режимов напряжениям в режимах «движение в кривой» и «кососимметричная нагрузка» присваиваются такие же знаки, как у напряжений, определенных для режима нагружения постоянной статической нагрузкой (нагрузки группы А) в этой точке.

8.4.2 При оценке по запасу прочности коэффициент запас прочности в отношении предела выносливости определяется по формуле (13). Среднее напряжение цикла (σ_m) в транспортном режиме определяется из выражения:

$$\sigma_m = \sigma_A + \sigma_{тяги} + \sigma_{кр}$$

или (35)

$$\sigma_m = \sigma_A + \sigma_{тор} + \sigma_{кр}$$

Для оценки принимается большее значение.

Для приближенных расчетов можно принимать

$$\sigma_m \cong \sigma_A$$

Амплитуда напряжений (σ_V) определяется при движении машины с транспортной скоростью (см. пункт 8.2.2.2).

Нормативный коэффициент запаса прочности равен 1,5.

Если известен экспериментальный предел выносливости для рамы тележки, то коэффициент запаса прочности можно определить по формуле (18).

В этом случае нормативный коэффициент запаса прочности для транспортного режима принимается более низким, равным 1,4.

8.4.3 Если для рамы тележки установлен ограниченный срок службы, она рассчитывается на долговечность, как указано в пункте 8.2.2.3. Вероятность разрушения - 0,02.

8.5 Рама тележки. Рабочий режим.

8.5.1 В рабочем режиме для оценки статической прочности рамы тележки напряжения от постоянной статической нагрузки (нагрузки группы А) суммируются с динамической составляющей напряжений. Допускаемое напряжение $0{,}55\sigma_T$. Условие прочности:

$$\sigma_a + \sigma_V^{раб} \le 0{,}55\sigma_T, \qquad (36)$$

где $\sigma_V^{раб}$ - величина амплитуд переменных напряжений от рабочих нагрузок.

8.5.2 Запас прочности в отношении предела выносливости определяется по формуле (13).

Величины σ_m и σ_V в рабочем режиме определяются фактическим напряжением с учетом напряжений от статических нагрузок (σ_a).

Нормативный коэффициент запаса прочности для рабочего режима равен 1,5.

8.5.3 Если известен экспериментальный предел выносливости, то запас прочности находится по формуле (18), а нормативный запас принимается равным 1,4.

8.5.4 Расчет на долговечность в рабочем режиме проводится аналогично приведенному в пункте 8.2.2.3. Вероятность разрушения 0,02.

8.6 Главные рамы и рамы тележек. Экстремальные режимы.

Вывод о достаточной прочности рам в этих режимах делается путем сравнения полученных напряжений с допускаемыми напряжениями, равными $0{,}9\sigma_T$.

8.7 Элементы крепления оборудования и предохранительные устройства.

8.7.1 Транспортный режим.

8.7.1.1 При оценке прочности элементов крепления оборудования на главной раме напряжения, полученные по пункту 6.6.2.1 сравниваются с допускаемыми, равными $0{,}9\sigma_T$.

8.7.1.2 При расчете по пункту 6.6.2.2 статическая прочность оценивается по допускаемому напряжению 0,65 σ_T, усталостная прочность — по коэффициенту запаса прочности $n \geq 1{,}5$.

8.7.1.3 При расчете элементов крепления оборудования на раме тележки статическая прочность оценивается по допускаемому напряжению $0{,}55\sigma_T$, усталостная прочность — по коэффициенту запаса прочности $n \geq 1{,}5$.

8.7.1.4 При оценке по долговечности вероятность разрушения принимается равной 0,02.

8.7.2 Рабочий режим.

8.7.2.1 Оценка по статической прочности.

Напряжения в элементах крепления рабочих органов под действием статических нагрузок, возникающих при выполнении машиной рабочих операций, сравниваются с допускаемыми по условию

$$\sigma_{раб} \leq [\sigma] \qquad (37)$$

Допускаемыми значениями напряжений являются:

- для элементов на главной раме $[\sigma] = 0{,}65\ \sigma_T$;
- для элементов на раме тележки $[\sigma] = 0{,}55\ \sigma_T$.

8.7.2.2 В зависимости от характера действующих нагрузок в рабочем режиме возможна оценка по усталости по формуле (13). Минимальный запас прочности должен быть равным 1,3 и 1,5 соответственно для элементов на главной раме и раме тележки.

8.7.2.3 При оценке элементов крепления по долговечности вероятность разрушения принимается равной 0,1.

8.7.3 Предохранительные устройства, рассчитанные по пункту 6.6.5, оцениваются по допускаемому напряжению $0{,}9\ \sigma_T$.

8.7.4 Расчет соединений (сварных, болтовых, заклепками) на прочность деталей крепления и предохранительных устройств рабочих органов путевых машин производится в соответствии с нормами [2].

8.8 В таблице 2 приведены нормируемые значения запасов прочности, допускаемых напряжений и вероятностей разрушения.

Таблица 2

Режимы нагружения	Показатели прочности				
	Наименование	Величина			
		Главная рама	Рама тележки	Элементы крепления оборудования и предохранительные устройства	
				Главная рама	Рама тележки и ходовая часть
1	2	3	4	5	6
Продольное нагружение по оси автосцепок	Допустимое напряжение [σ]	0,9 $\sigma_т$	-	0,9 $\sigma_т$	0,9 $\sigma_т$
Транспортный	Допустимое напряжение [σ]	0,65 $\sigma_т$	0,55 $\sigma_т$	0,65 $\sigma_т$	0,55 $\sigma_т$
	Минимальный коэффициент запаса прочности [n]	1,5/1,4	1,5/1,4	1,5	1,5
	Вероятность разрушения в течение заданного срока службы	0,02	0,02	0,02	0,02
Рабочий	Допустимое напряжение [σ]	0,65 $\sigma_т$	0,55 $\sigma_т$	0,65 $\sigma_т$	0,55 $\sigma_т$
	Минимальный коэффициент запаса прочности [n]	1,3/1,2	1,5/1,4	1,3	1,5
	Вероятность разрушения в течение заданного срока службы	0,1	0,1	0,1	0,1
Экстремальные режимы- выкатка колесной пары, опирание кузова на домкраты, аварийный подъем одной стороны машины вместе с тележкой за любой брус или автосцепку, подъем машины краном при погрузке, подъем груза при неработающих аутригерах (у железнодорожных кранов) и т.п.		0,9 $\sigma_т$	0,9 $\sigma_т$		
Предохранительные устройства				0,9 $\sigma_т$	0,9 $\sigma_т$

Примечания:

1. Минимальный коэффициент запаса прочности, указанный в числителе, применяется при использовании формулы (13) и предела выносливости стандартного образца; коэффициент запаса прочности, указанный в знаменателе, применяется при использовании формулы (18) и предела выносливости детали, определенного экспериментально при стендовых испытаниях.

2. Допустимые напряжения в зависимости от материала, рассматриваемого элемента конструкции выбираются по данным приведенным [2] .

Приложение А
(обязательное)

Построение вторичной кривой усталости

Обычно кривые усталости строятся для регулярного нагружения детали постоянной амплитудой напряжения (такая кривая усталости называется первичной). Если деталь, как это бывает обычно в действительности, нагружается блоком напряжений различной амплитуды, то можно для детали получить так называемую вторичную кривую усталости [5], характеризующую количество циклов до разрушения детали при нагружении ее заданным блоком, включающим напряжения различной амплитуды. При этом каждому виду блока нагружения соответствует своя вторичная кривая усталости [7].

Предположим, что деталь нагружается блоком с параметрами:

σ_{amax}	t 1
σ_{a2}	t_2
σ_{a3}	t_3
σ_{a4}	t_4
σ_{a5}	t_5
σ_{a6}	t_6

где σ_{amax}, σ_{a2} . - амплитуда напряжений блока ($\sigma_{a1} < \sigma_{amax}$), причем часть амплитуд напряжений должна превышать предел выносливости детали $\sigma_{-1Д}$;

t 1, t_2,... - отношение количества циклов амплитуды σ_{ai} к суммарному количеству циклов (относительная частота повторяемости).

Амплитуды, превышающие предел выносливости, будут вызывать повреждение детали, и через некоторое количество циклов наступит ее разрушение. В соответствии с принятой линейной гипотезой суммирования усталостных повреждений условие разрушения принимает вид (20).

Определим суммарное количество циклов нагружения (заданным блоком), после которого наступит разрушение ($N_{сум}$).

Рассмотрим случай, когда первичная кривая усталости аппроксимируется в логарифмических координатах двумя прямыми: наклонной и горизонтальной; уравнение наклонной прямой

$$\sigma_{ai}^{m} N_i = \sigma_{ai}^{m} N_G = const \qquad (A.1)$$

Преобразуем выражение (19):

$$n_i = N_{сум} \cdot t_i \qquad (A.2)$$

Из выражения (А.1) получим

$$N_i = N_G \frac{\sigma_{-1Д}^{m}}{\sigma_{ai}^{m}} \qquad (A\ 3)$$

Подставив выражения (А 2) и (А 3) в (20), получим формулу (21).

Таким образом, получим суммарное количество циклов $N_{сум}$, после которого происходит разрушение детали, нагруженной заданным блоком напряжений и имеющей усталостную характеристику, заданную уравнением (А.1). Если за основную характеристику блока напряжений принять напряжение максимальной ступени $\sigma_{a\,max}$, то получим одну из точек вторичной кривой усталости с координатами $\sigma_{a\,max}$ и $N_{сум}$.

Остальные точки вторичной кривой усталости получаются следующим образом. Считается, что отношения $\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a\max}}$ и относительные частоты повторяемости t_1 в блоке нагружения остаются неизменными. Меняя величину $\sigma_{a\,max}$ (амплитуду напряжения максимальной ступени), аналогично вышеизложенному получим соответствующие значения $N_{сум}$. При этом надо следить, чтобы под знак суммы попадали все значения σ_{ai} превышающие $\sigma_{-1Д}$. Таким образом получается вторичная кривая усталости в координатах $\sigma_{a\max} - N_{сум}$, соответствующая заданному блоку нагружения и первичной кривой усталости.

Для удобства вычислений в работе [5] рекомендуется напряжения выражать через предельный коэффициент нагруженности по формуле (23).

Тогда выражение (21) принимает вид (24).

Это уравнение вторичной кривой усталости в координатах $\frac{N_{сут}}{N_G}$. и n_p

Первичная и вторичная кривые усталости в относительных координатах представлены на рисунке 2.

Приложение Б
(рекомендуемое)

Оценка долговечности в рабочем режиме главной рамы выправочно-подбивочно-рихтовочной машины

Расчет проводят по методике, изложенной в работе [5], в основу расчета положена линейная гипотеза суммирования повреждений.

Определяются исходные данные для расчета. Суммарное количество циклов за назначенный срок службы

$N_{сум} = L \cdot b \cdot S = 20 \cdot 920 \cdot 200 = 3{,}68\ 10^6$ циклов $\approx 4 \cdot 10^6$ циклов,

где $L = 20$ лет - назначенный срок службы;

$b = 920$ циклов/км - количество циклов на 1 км при эпюре шпал 1840 шт/км;

$S = 200$ км/год - количество километров пути, пробитого машиной за 1 год.

На основании испытаний натурных деталей такого класса принимаются:

$\sigma_{-1Д} = 30$ МПа - предел выносливости детали;

$N_G = 6 \cdot 10^6$ число циклов, соответствующее перелому кривой усталости;

$m = 5$ - показатель степени наклонной ветви кривой усталости;

$v_{\sigma\text{-}1Д} = 0{,}1$ - коэффициент вариации предела выносливости.

Как показывают расчеты рам таких машин, напряжения в большинстве несущих элементов определяются, в основном, усилиями подъема. Поэтому в первом приближении можно считать, что блок напряжений в несущих элементах рамы подобен блоку усилий подъема, представленному в таблице Б.1.

Поскольку усилия подъема определяются в основном жесткостью рельсошпальной решетки и высотой ее подъема, полученный блок нагружения должен иметь сравнительно небольшое рассеяние Поэтому принимаем коэффициент вариации максимальной ступени напряжений в блоке нагружения $v_в = 0{,}1$.

Таблица Б.1

Усилие подъема, кН	90	110	130	150	170	190	210	230	250
Частость	0,1334	0,099	0,1598	0,285	0,229	0,056	0,033	0,0032	0,006

Ниже приводится пример расчета для двух наиболее напряженных точек рамы (А и Б), первая из которых расположена на хребтовой балке в районе подбивочных блоков, вторая - на боковой балке верхнего пояса в том же районе. При

усилиях подъема 192 и 172,7 кН максимальные напряжения цикла в них составили соответственно 94 и 68,5 МПа. Усилия рихтовки при этом малы (7,8 и 26,7 кН соответственно) и на величину напряжений практического влияния не оказывают. Поскольку напряжения пропорциональны усилиям подъема, определяем величину максимальной ступени блока напряжений, соответствующей максимальной ступени блока усилий подъема 250 кН. Получаем соответственно для точки А максимальное напряжение цикла
σ_{max} = 122 МПа, для точки Б σ_{max} = 100 МПа. Поскольку цикл отнулевой, получаем переменную и постоянную составляющие цикла для точки А
σ_a= ±61 МПа, σ_m = 61 МПа, для точки Б σ_a = ± 50 МПа, σ_m =50 МПа. В соответствии с ГОСТ 25.101 эквивалентная амплитуда знакопеременного цикла

$$(\sigma_a)_{-1} = \sigma_a + \psi\sigma_m.$$

Для детали с концентрацией $\psi_к = \frac{\psi}{k}$.

Коэффициент концентрации к определяем как $\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1Д}} = \frac{195}{30} = 6{,}5$,

где σ_{-1}- предел выносливости материала.

При ψ=0,3 получим $\psi_k = \frac{0{,}3}{6{,}5} = 0{,}046$.

Эквивалентные амплитуды знакопеременного цикла максимальной ступени блока напряжений составят:

$\sigma_{a\,max}$= 63,8 МПа, для точки А;

$\sigma_{a\,max}$ = 52,3 МПа, для точки Б.

Остальные ступени напряжений считаем пропорциональными промежуточным значениям усилий, а частости их повторений равными частостям повторений усилий (см. таблицу Б.1).

Воспользуемся формулой (24) вторичной кривой усталости в относи- тельных координатах для линейной гипотезы суммирования повреждений. Подставив в нее $N_{сум} = 4 \cdot 10^6$ циклов, $N_G = 6 \cdot 10^6$ циклов, m = 5, значения t_1 и $\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a\max}}$ из таблицы Б. 1, получим n_p = 1,76. Определим действительные коэффициенты нагруженности $n = \frac{\sigma_{a\max}}{\sigma_{-1Д}}$ и относительные коэффициенты запаса $й = \frac{n_p}{n}$ Получим для точки Б n = 1,74, $й$= 1,01, для точки А n=2,12, $й$ =0,83.

Первичная и вторичная кривые усталости, значения n и n_p показаны на рисунке 2.

По формуле (25), подставив в нее $v_{\sigma-1Д} = v_{\varepsilon} = 0{,}1$ и полученные значения n̆, определяют величины квантилей нормального распределения:

- для точки Б $U_p = -007$;
- для точки А $U_p = +1{,}308$.

Соответствующие им вероятности разрушения составят для точки Б p = 47,2%, для точки А p = 90%.

Если задать допускаемую вероятность разрушения рамы в течение назначенного срока службы, то с помощью приведенного выше метода можно получить допускаемые значения относительных коэффициентов запаса n̆ и амплитуд напряжений.

При вероятности разрушения p = 10%, что для конструкций такого типа считается приемлемым. Соответствующий квантиль нормального распределения $U_p = -1{,}28$, относительный коэффициент запаса

n̆ = 1,2, действительный коэффициент нагруженности $n = \frac{n_p}{\breve{n}} = \frac{1{,}76}{1{,}2} = 1{,}47$

соответствующее ему максимальное значение амплитуды цикла -

$$\sigma_{a\max} = n_{\sigma-1D} = 1{,}47 \cdot 30 = 44 МПа .$$

Определяют соответствующее этому знакопеременному напряжению составляющие от нулевого цикла.

Для положительного среднего напряжения при $\psi_к = 0{,}046$ получим

σ_a =41,9 МПа; σ_m 41,9 МПа;

$\sigma_{max} = \sigma_a + \sigma_m$ = 83,8 МПа.

Для отрицательного среднего напряжения ψ =0

σ_a =44 МПа; σ_m = 44 МПа;

$\sigma_{max} = \sigma_a + \sigma_m$ = 88 МПа.

В результате такого расчета получена допускаемая величина амплитуды рабочего цикла нагружения машины применительно к замеренному блоку нагружения.

Приложении В
(справочное**)**

Библиография

[1]	Новые путевые машины (Подбивочно-выправочные и рихтовачная ВПР-1200, ВПРС-500 и Р-2000). Под ред. Ю.П.Сырейщикова. М.: Транспорт, 1984
[2]	Вершинский С.М., Челноков И.И., Данилов В.Н. Динамика вагона. М.Транспорт, 1978
[3]	Когаев В.П., Махутов Н,А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. М.: Машиностроение, 1985
[4]	Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М.: Машиностроение 1993
[5]	Р.Петерсон. Коэффициенты концентрации напряжений. Графики и формулы для расчета конструктивных элементов на прочность. Мир. Москва, 1977
[6]	ОСТ 32 62-96 Нормы прочности металлоконструкций путевых машин. Методические указания
[7]	Технические условия погрузки и крепления грузов. М. Транспорт, 1988

УДК 625.144.5-034: 620.178.7 (083) **МКС 45.020**

Ключевые слова. нормы прочности, путевые машины, главные рамы, рамы тележек, узлы крепления рабочих органов, напряжения, нагрузки, запас прочности, вероятность разрушения

gost.e-ecolog.ru