

В. Г. ШПИЦА

## КОНСТРУКТИВНЫЙ ФАКТОР ПРИ УДАРНЫХ НАГРУЗКАХ

Развитие и совершенствование новой техники, создание высокопроизводительных машин является важнейшей задачей отечественного машиностроения.

В решении этой задачи конструкторы, технологи и металловеды исходят из предпосылок, что повышение прочности, обеспечение определенной гарантированной долговечности и эксплуатационной надежности машин должно одновременно сопровождаться снижением их веса.

Добиться повышения прочности и долговечности машин можно различными путями. Один из них — конструктивный путь, изыскание рациональных конструкций форм деталей машин.

Глубокое, научно обоснованное изучение влияния конструктивного фактора на прочность и долговечность деталей машин является одной из важнейших задач советских конструкторов и исследователей. Это влияние следует рассматривать в тесной взаимосвязи с технологическими факторами и современными методами расчета.

Усовершенствование конструктивных форм, обеспечивающих повышенную прочность и долговечность, должно сочетаться с технологическими методами повышения прочности и расчетного обоснования улучшенных конструктивных форм.

Влияние конструктивного фактора на прочность при статических и циклических нагрузках описано в работах И. А. Одингга [3], С. В. Серенсена [6, 7, 8], И. В. Подзолова [4], Я. Б. Фридмана и В. В. Елисейевой [11], С. Л. Мака [9] и др.

Рациональная конструктивная форма при переменных нагрузках определяется ослаблением влияния концентрации напряжений, т. е. уменьшением теоретического и эффективного коэффициента концентрации напряжений и повышением предела выносливости и долговечности. Это достигается путем установления наиболее рациональных сочетаний размеров при переходе от одного сечения к другому, изыскания наиболее выгодных смягчающих очертаний галтелей и закруглений, выточек, создания разгружающих надрезов и отверстий, податливых охватывающих деталей и т. д.

Н. Н. Давиденков [1, 2] обратил внимание на значительное влияние конструктивного фактора при ударных нагрузках, а Г. И. Погодин-Алексеев [5] экспериментально показал влияние конструктивного фактора при ударном изгибе.

Дальнейшее изучение влияния конструктивного фактора при ударных нагрузках для различных деталей машин представляет, по нашему мнению, практический интерес. Актуальность этого вопроса определяется

все возрастающим повышением скоростей машин и широким применением современных машин в условиях пониженных температур.

Прежде чем анализировать влияние конструктивного фактора на стойкость деталей машин против удара, коротко остановимся на физической сущности влияния конструктивного фактора при ударных и циклических нагрузках.

При циклических — переменных нагрузках принято, в конечном счете, определять влияние конструктивного фактора так называемым эффективным коэффициентом концентрации напряжений.

$$K_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1}^I} \quad (1)$$

где  $\sigma_{-1}$  — предел усталости (выносливости) гладкого полированного образца без концентрации напряжений;

$\sigma_{-1}^I$  — предел усталости образца с данным концентратором напряжений.

При ударных нагрузках влияние конструктивного фактора следует рассматривать, по нашему мнению, двояко: 1) влияние его на характер разрушения при ударе в данном локальном объеме, и 2) влияние его на характер распространения деформации по объему детали, т. е. на локализацию деформации и напряжений в определенных малых объемах за проектированной детали.

Рассмотрим сущность влияния конструктивного фактора при ударных нагрузках по намеченной схеме.

Как известно, характер разрушения определяется по Г. В. Ужику [10] следующими неравенствами:

условие разрушения от сдвига:

$$\frac{\tau_{\max}}{\sigma_1} > \frac{\tau_s}{R_{\sigma}}; \quad (2)$$

условие разрушения от отрыва:

$$\frac{\tau_{\max}}{\sigma_1} < \frac{\tau_s}{R_{\tau}}. \quad (3)$$

Повышение стойкости против удара за счет конструктивного фактора сводится таким образом к изысканию таких конструктивных форм, которые при всех условиях исключали бы возможность отрыва — хрупкого разрушения детали.

Если учесть, что для данного материала величина правой части неравенства постоянна и обусловлена физико-механическими свойствами материала, опасность разрушения при ударе будет зависеть от величины левой части, т. е. от соотношения величин наибольших касательного и нормального напряжений.

Конструктивная форма оказывает решающее влияние на величину левой части неравенства.

Наличие надрезов, переходов от одного сечения к другому, неподвижная посадка и другие конструктивные факторы изменяют напряженное состояние материала в данном локальном объеме, создают объемное напряженное состояние и изменяют величину отношения максимального касательного напряжения к нормальному  $\frac{\tau_{\max}}{\sigma_1}$ .

Опасность разрушения при ударе увеличивается при одновременном изменении и правой части за счет увеличения  $\tau_s$  при пониженных температурах и повышенных скоростях приложения нагрузки. Влияние конструктивного фактора на стойкость деталей машин при ударе следует, по нашему мнению, объяснить также с точки зрения распространения деформации по объему детали. Принимая волновой характер распространения деформаций при ударе, можно считать, что внутренние концентраторы напряжений, вызванные неоднородностями строения и флокенами, и наружные концентраторы, обусловленные надрезами и переходами сечений, препятствуют распространению упругой волны при ударе, гасят ее, препятствуя распространению деформаций по всему конструктивному объему детали. Внутренние концентраторы, вследствие их микровеличины и отсутствия закономерности расположения в данном объеме, приводят только к частичному торможению распространения деформации, не создавая полного затухания ударной упругой волны.

В отдельных микрообъемах происходит быстрое развитие пластической деформации, создается объемное напряженное состояние, пониженные величины  $\frac{\tau_{\max}}{\sigma_1}$  и одновременно повышение величины  $\tau_s$ , что в отдельных случаях может привести к отрыву и хрупкому разрушению.

Наружные концентраторы напряжений, охватывая по величине значительно большие объемы, являются конструктивными прерывателями распространения деформации, упругой волны. Деформация концентрируется в данном локальном объеме, и только незначительная часть конструктивного объема детали воспринимает всю ударную нагрузку. В области концентратора происходит мгновенное уменьшение величины  $\frac{\tau_{\max}}{\sigma_1}$ , что приводит в большинстве случаев к отрыву, хрупкому разрушению без заметной пластической деформации. В других случаях разрушение наступает при значительной пластической деформации в локальном объеме в области концентратора, не распространяясь на весь объем запроектированной детали.

Таким образом, неудачно запроектированный конструктивный размер детали при недооценке конструктивного фактора оказывается бессмысленным. Влияние конструктивного фактора на стойкость против удара наиболее целесообразно проверить на деталях со сравнительно равномерным распределением объема.

В качестве объекта исследования нами был принят болт.

А. И. Якушев [13] показал, что обычная конструктивная форма болта не удовлетворяет техническим требованиям при циклических нагрузках. Наиболее опасным местом является место перехода стержня в головку и сбеги резьбы. А. И. Якушев предложил снабжать болт специальной выточкой в области сбега резьбы.

Болты, снабженные выточкой, обладают значительно большей прочностью при циклических нагрузках по сравнению с обычными болтами. Однако при ударных нагрузках такая конструкция окажется неудовлетворительной.

Удлиненная выточка с плавными закруглениями переходов от одного диаметра к другому действительно смягчает концентрацию напряжений, но не устраняет локализацию деформаций в пределах нарезанной части и выточки, не предотвращает торможения при распространении упругой волны.

Поэтому при ударных нагрузках целесообразно выбрать конструктивные формы болта, дающие наиболее равномерное распространение деформаций по объему детали, устраняющие локализацию деформаций в пределах малых конструктивных объемов и по возможности способствующие распространению упругой волны.

Значительное влияние конструктивной формы болта на его ударную прочность было показано автором ранее [12].

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

Для исследования влияния конструктивного фактора при ударных нагрузках были взяты болты М10, имеющие рабочую длину  $l_p = 80$  мм, считая от головки болта до плоскости нажатия гайки, и полную конструк-

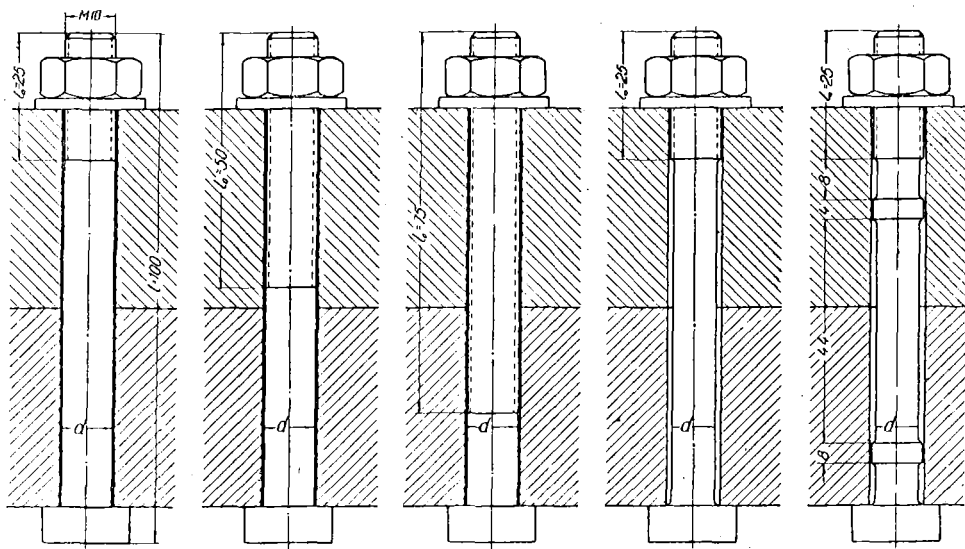


Рис. 1. Конструктивные формы исследуемых болтов.

тивную длину  $l = 100$  мм. Болты нарезались на станке, свободная часть шлифовалась, сбеги резьбы выполнялись обычным образом. Все болты были изготовлены из калиброванного прутка  $\Phi 18$  мм стали 35 одной плавки следующего химического состава: С — 0,33%; Р — 0,021%; S — 0,028%; Мп — 0,61%; Si — 0,25%; Сг — 0,08%; Ni — 0,14%.

Основные показатели механической прочности стали таковы:  $\sigma_{нч} = 64,2$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_m = 46,7$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\epsilon = 22\%$ ;  $\psi = 49,3\%$ .

Исследовались болты различной конструктивной формы (рис. 1):

- 1) Длина нарезанной части  $l_0 = 25$  мм; диаметр ненарезанной части  $d = 10$  мм;
- 2) Длина нарезанной части  $l_0 = 50$  мм; диаметр ненарезанной части  $d = 10$  мм;
- 3) Длина нарезанной части  $l_0 = 75$  мм; диаметр ненарезанной части  $d = 10$  мм;
- 4) Длина нарезанной части  $l_0 = 25$  мм; диаметр ненарезанной части  $d = 0,8$   $d_0 = 8$  мм.

5) Длина нарезанной части  $l_0 = 25$  мм; диаметр ненарезанной части  $d = 0,8 d_0 = 8$  мм, с двумя поясками шириной 4 мм и диаметром 10 мм сверху у сбега резьбы и внизу у головки.

Каждая партия болтов состояла из 3 штук, кроме того, брался один контрольный образец.

Испытания по определению работы ударного разрыва производились на маятниковом копре типа ГЗИП-30 кГм, без предварительной затяжки болта.

Для создания возможности ударного разрыва к копру было изготовлено специальное приспособление (рис. 2), одевавшееся на бабу копра.

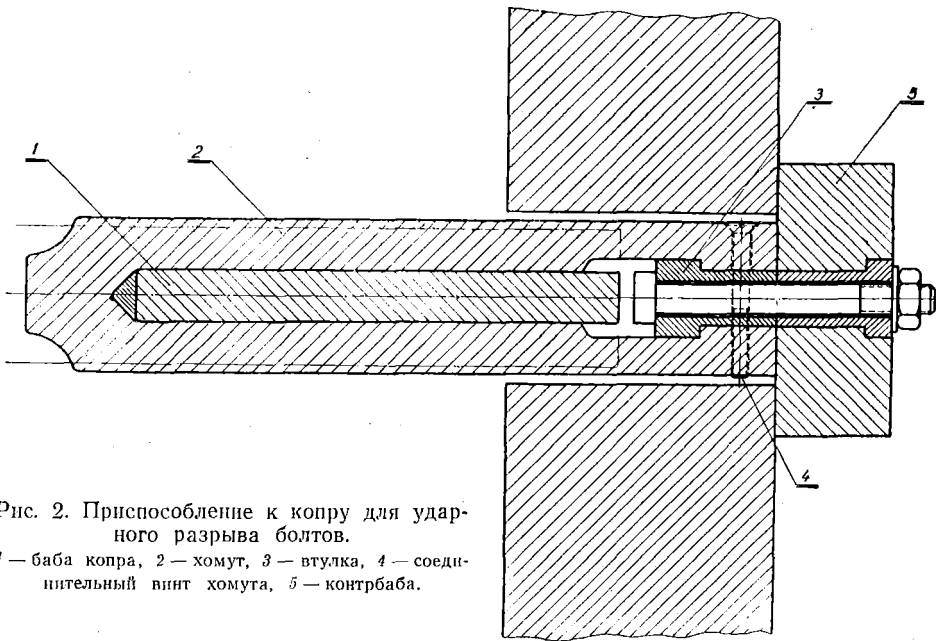


Рис. 2. Приспособление к копру для ударного разрыва болтов.

1 — баба копра, 2 — хомут, 3 — втулка, 4 — соединительный винт хомута, 5 — контрбаба.

Приспособление состоит из стяжного хомута, переходной втулки и контрбабы. Переходная втулка вставляется между щеками хомута, центрируется и упирается в переднюю часть хомута, которая стягивается винтами. Болт вставляется в переходную втулку и контрбабу и закрепляется на контрбабе гайкой. Отверстия втулки и контрбабы имеют зазор по отношению к диаметру болта размером 0,5 мм. Тарирование копра — определение центра тяжести, центра удара и работы при различной высоте подъема — производились обычным образом. Центральность удара была обеспечена, и при разрыве болт сохранял прямолинейную форму оси.

Результаты испытаний на ударный разрыв болтов указанных выше (рис. 1) конструктивных форм приведены в таблице 1.

Разрушения болтов с длиной нарезанной части  $l_0 = 25$  мм происходили по 4—5 витку от плоскости нажатия гайки, при длине нарезанной части  $l_0 = 50$  мм по 8—13 витку и  $l_0 = 75$  мм, примерно в середине нарезанного участка.

Не было ни одного случая разрушения болта в плоскости нажатия гайки или по сбегу резьбы. При осмотре и замерах резьбы и свободной (ненарезанной) части установлено, что пластическая деформация рас-

Таблица 1

## Результаты испытаний болтов на ударный разрыв

Конструктивный тип болта	Работа ударного разрыва (в кГм)	% по отношению к нормальному болту $l_0 = 25$ мм
Болт М 10, $d = d_0$ , длина нарезанной части $l_0 = 25$ мм	13,5	100
Болт М 10, $d = d_0$ , длина нарезанной части $l_0 = 50$ мм	23,2	172
Болт М 10, $d = d_0$ , длина нарезанной части $l_0 = 75$ мм	25,1	186
Болт М 10, $d = 0,8 d_0$ , без поясков	31,6	234
Болт М 10, $d = 0,8 d_0$ , с двумя поясками	25,5	190

пространялась, примерно, по всей длине нарезанной части, а ненарезанная часть пластической деформации не претерпевала.

Для контроля полученных данных были проведены также аналогичные испытания на болтах с метрической резьбой М8 при длине нарезанной части  $l_0 = 20, 40, 60$  мм и на болтах с дюймовой нарезкой  $3/8$  и  $5/8$  при разной длине нарезанной части.

Во всех случаях получены качественно совпадающие результаты.

Как видно из таблицы 1, одним из наиболее эффективных конструктивных способов повышения ударной прочности является уменьшение диаметра ненарезанной части болта. При этом ударная прочность повышается до 200% и более.

Болт с поясками показал несколько меньшее значение ударной прочности, это объясняется тем, что пояски сами по себе являются концентраторами напряжений, локализуящими распространение упругой волны.

Значительный интерес представляло выяснить влияние диаметра ненарезанной части на ударную прочность и на распространение пластической деформации при ударном разрыве. Каков должен быть наиболее оптимальный диаметр ненарезанной части?

Для исследования были изготовлены болты  $M10 \times 1,5$  из того же материала и тем же способом, что и основная партия и с диаметром ненарезанной части  $d = 8,1 \div 8,6$  мм через каждые 0,1 мм. Длина нарезанной части принималась  $l_0 = 25$  мм.

Для каждого диаметра испытывались по 3 образца.

Результаты испытаний приведены в таблице 2.

Некоторое увеличение работы ударного разрыва при диаметрах ненарезанной части 8,2 и 8,3 мм объясняется общим увеличением энергоемкости болта, увеличением общей деформации, что и показали замеры.

При диаметре ненарезанной части  $d = 8,4$  мм, несмотря на то, что работа ударного разрыва уменьшалась, пластическая деформация наиболее равномерно распределялась по длине болта.

При диаметре ненарезанной части  $d = 8,5$  мм разрыв во всех случаях наступал по нарезанной части, пластическая деформация по абсолютной величине уменьшалась и значительная часть пластической деформации стёртия приходилась на нарезанную часть.

Таблица 2

Результаты испытаний болтов с различными диаметрами ненарезанной части

Диаметр ненарезанной части	Работа разрушения (в кГм)	Место разрыва	Характер пластической деформации стержня
8,1	25,8	По ненарезанной части стержня	В ненарезанной части стержня
8,2	28,8	"	"
8,3	29,9	"	"
8,4	26,2	"	"
8,5	18,1	По нарезанной части	По всей рабочей длине болта
8,6	15,4	"	По нарезанной части и частично по ненарезанной

При диаметре ненарезанной части  $d = 8,6$  мм место разрыва сохранялось по нарезанной части, основная часть пластической деформации стержня приходилась на нарезанную часть, а работа ударного разрыва и общая величина пластической деформации уменьшилась.

Таким образом, наибольшая податливость стержня при значительном повышении работы ударного разрыва и одновременном равномерном распределении пластической деформации по длине стержня обеспечивается при диаметре ненарезанной части  $d = 8,4-8,5$  мм, что при данном размере болтов соответствует  $d = (0,84 \div 0,85) d_0$ .

В качестве оптимального размера диаметра ненарезанной части можно считать  $d = (0,84 \div 0,85) d_0$ .

Одной из разновидностей конструктивной формы болтов являются болты с центральным отверстием и выточками в области сбега резьбы. Экспериментальные исследования показали, что такие конструктивные формы также заслуживают внимания.

#### ВЫВОДЫ

1. Показано, что конструктивный фактор является значительным резервом повышения ударной прочности.

2. В деталях со сравнительно равномерным распределением объема по длине — болтах наиболее целесообразной является такая конструктивная форма, которая обеспечивает равномерное распространение деформации по длине, устраняет локализацию деформаций в ограниченных объемах и возможность торможения распространения упругой волны.

3. Рациональной конструктивной формой болта является болт с увеличенной длиной нарезанной части или с уменьшенным диаметром ненарезанной части. Оптимальным диаметром ненарезанной части является  $d = (0,84 \div 0,85) d_0$ .

4. Целесообразно изыскание других конструктивных форм, повышающих ударную прочность болтов и наиболее рациональных конструктивных форм для всех деталей, работающих в условиях ударных нагрузок.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Давиденков Н. Н. Механические свойства металлов при ударных нагрузках в связи с вопросами повышения прочности деталей машин. Сборник «Повышение прочности деталей машин», изд. АН СССР, 1949.
2. Давиденков Н. Н. Экспериментальные исследования механических свойств металлов. Инженерный сборник, т. V, в. 1, 1948.
3. Мак С. Л. Вопросы конструктивной формы в проблеме повышения выносливости деталей машин, журн. «Вестник инженеров и техников» № 4, 1951.
4. Одинг И. А. Допускаемые напряжения и циклическая прочность в машиностроении, Машгиз, 1944.
5. Подзоллов И. В. Расчет допускаемых напряжений для черных металлов, Оборонгиз, 1947.
6. Погодин—Алексеев Г. И. Статьи в журналах «Заводская лаборатория», XIII, № 12, 1947; XIV, № 1, 1948; XV, № 3, 1949; XVI, № 6, 1950.
7. Серенсен С. В. Прочность металла и расчет деталей машин, ОНТИ, 1936.
8. Серенсен С. В., Тетельбаум И. М., Пригоровский И. И. Динамическая прочность в машиностроении, Машгиз, 1945.
9. Серенсен С. В., Кобаев В. П., Козлов Л. А. Несущая способность и расчет деталей машин, Машгиз, 1954.
10. Ужик Г. В. Сопротивление отрыву и прочность металлов, изд. АН СССР, 1950.
11. Фридман Я. Б. и Елисеева В. В. О повышении конструктивной прочности стали за счет разгружающих надрезов, журн. «Вестник машиностроения» № 5, 1949.
12. Шпица В. Г. Вопросы ударной прочности болтов. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, Львов, 1951.
13. Якушев А. И. Исследование прочности резьбовых соединений, журн. «Вестник машиностроения» № 4, 1951.