

Министерство образования и науки Украины  
Приазовский государственный технический университет

В.Г. Артюх

**НАГРУЗКИ  
И ПЕРЕГРУЗКИ В  
МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ  
МАШИНАХ**

Монография

*Марциполь, 2008*

УДК 669.02/09-192:539.4

**Артюх В.Г.** Нагрузки и перегрузки в металлургических машинах.- Мариуполь: ПГТУ, 2008.- 246с.

Монография посвящена исследованию различных нагрузок и связанных с ними перегрузок, возникающих в металлургических (в частности, прокатных) машинах. Предложена классификация вредных нагрузок по способам их возникновения. Подчеркнута роль горизонтальных нагрузок в прокатной клети при захвате металла валками. Дана классификация амортизирующих устройств, сформулированы основные требования к ним. Приведены примеры конкретных решений по защите от поломок действующих металлургических машин.

Монография может быть полезна для студентов специальности «Металлургическое оборудование», аспирантов специальности «Машины для металлургического производства», а также для инженерно-технических работников, занимающихся эксплуатацией металлургического оборудования.

Рецензенты: **Виктор Яковлевич Седуш**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Механическое оборудование заводов черной металлургии» Донецкого национального технического университета (г. Донецк);

**Александр Владимирович Сатонин**, доктор технических наук, профессор кафедры «Автоматизированные металлургические машины и оборудование» Донбасской государственной машиностроительной академии (г. Краматорск).

Печатается в соответствии с решением Ученого Совета ПГТУ (протокол №9 от 07.05.08).

**ISBN 966-604-011-5**

© В.Г.Артюх, 2008

## СОДЕРЖАНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ. Анализ нагруженности и аварийности металлургических машин.....</b>	<b>5</b>
<b>Глава 1. ИНЖЕНЕРНЫЕ ПРОБЛЕМЫ ПРОЧНОСТИ .....</b>	<b>10</b>
1.1. Особенности металлургических машин .....	10
1.2. Примеры перспективной модернизации металлургических машин .....	12
<b>Глава 2. ВОЗДЕЙСТВИЯ И НАГРУЗКИ .....</b>	<b>28</b>
2.1. Виды воздействий на упругую систему. Паразитные нагрузки.....	28
2.2. Генерирование нагрузок. Активные детали .....	31
<b>Глава 3. РАСЧЕТ НАГРУЗОК В УЗЛАХ МАШИН.....</b>	<b>38</b>
3.1. Расчет технологических нагрузок .....	38
3.2. Расчет паразитных нагрузок .....	42
3.3. Распределение нагрузок и напряжений .....	52
<b>Глава 4. РАСЧЕТ ПРЕДЕЛЬНЫХ НАГРУЗОК .....</b>	<b>56</b>
4.1. Прочность детали.....	56
4.2. Расчет предельной нагрузки при разовом нагружении .....	65
4.3. Предельная нагрузка при циклическом нагружении....	99
<b>Глава 5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК.....</b>	<b>118</b>
5.1. Определение разрушающих нагрузок .....	118
5.2. Определение рабочих характеристик деталей и узлов.....	122
5.3. Осциллографирование нагрузок.....	130
<b>Глава 6. АМОРТИЗАЦИЯ НАГРУЗОК.....</b>	<b>146</b>
6.1. Выбор материала для деталей и узлов машин.....	146
6.2. Принципы проектирования амортизаторов.....	148
6.3. Опыт создания и эксплуатации амортизаторов .....	155
<b>Глава 7. ОГРАНИЧЕНИЕ НАГРУЗОК. ПРЕДОХРАНИТЕЛИ ...</b>	<b>163</b>
7.1. Предохранительные устройства с расходуемыми	

элементами .....	166
7.2. Автоматические предохранители .....	189
7.3. Выключающие нагрузки предохранителей .....	204
<b>Глава 8. СТАБИЛЬНОСТЬ НАГРУЗОК .....</b>	<b>212</b>
8.1. Снижение разрушающей нагрузки от усталостных повреждений .....	213
8.2. Стабильность характеристик предварительно на- пряженных устройств .....	222
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....</b>	<b>232</b>
<b>ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК .....</b>	<b>235</b>

## ВВЕДЕНИЕ

### Анализ нагруженности и аварийности металлургических машин

**И**звестно, что металлургические машины обладают рекордно высокими параметрами по нагрузкам, размерам и скорости исполнительных органов. Так, сила прокатки на толстолистовых широкополосных станах достигает 70 МН, а момент прокатки 5...6 МНм. Масса соединительного шпинделя может составлять 40 т, масса прокатного вала – 100 т, масса станины клетки – 700 т. Соответствует этим цифрам и стоимость названных деталей.

К сожалению, столь же высока и аварийность металлургического оборудования. Поломки деталей и узлов металлургических машин приводят к огромным убыткам, связанным как с высокой стоимостью деталей, так и с большими потерями от простоя высокопроизводительных агрегатов. Несколько таких поломок на уровне аварий произошли в течение одного календарного 2007 года на крупном мариупольском металлургическом предприятии ОАО «ММК им. Ильича».



**Рис. 1.** Разрушенный соединительный шпиндель толстолистового стана 3000

Одна из них имела место на толстолистовом стане 3000. Перегрузка привела к поломке соединительного шпинделя и двух рабочих

валков. Убытки составили несколько миллионов гривен. Только стоимость разрушенных деталей превысила 5 млн. грн. И подобные аварии вовсе не являются редкостью.



**Рис. 2.** Разрушенный рабочий валок толстолистового стана 3000

На непрерывных широкополосных станах также часто случаются поломки, приводящие к аварийным ситуациям. Одна из таких поломок произошла в клети №5 чистовой группы стана 1700. Наложение двух полос и захват при удвоенной толщине привели к разрушению валков в клети. Простой стана составил 72 часа (обычно подобные станы имеют производительность порядка 3,5...5,0 млн. т. в год).

На непрерывном широкополосном стане 1680 металлургического комбината «Запорожсталь» поломки основного оборудования тоже не являются редкостью. В особенности наглядно это проявилось в связи с внедрением системы «Транзит», когда ухудшилось качество нагрева и подготовки слябов. При освоении системы «Транзит» поломки в клетях черновой группы стали массовыми. Дело здесь не только в учащении перегрузок. Оборудование оказалось беззащитным перед перегрузками, потому что на этом оборудовании не было предохранительных и амортизационных устройств.

Еще один пример относится к производству труб на пилигримовых установках. Эти прокатные станы отличаются высокой динамичностью и аварийностью. В их главных линиях установлены предохранительные устройства – брехшпиндели, которые должны разру-

шаться при перегрузках. Несовершенство конструкции брехшпинделя приводит не только к неоправданно частым его разрушениям, но и к *качественно* неприемлемым разрушениям – «косым» поломкам. При «косых» поломках брехшпинделей возникают опасные распорные силы, направленные вдоль главной линии стана. Таким образом, брехшпиндель может сыграть роль инициатора и причины серьезной аварии.



**Рис. 3.** «Косая» поломка брехшпинделя



**Рис. 4.** «Прямой» излом брехшпинделя

Одна из подобных поломок на пильгерстане 6-12" ОАО «ММК им. Ильича» в начале 2008 года привела к разрушению подшипников и смещению станового двигателя и маховика массой 60 т. Восстановление работоспособности стана потребовало 12 суток простоя цеха и больших материальных затрат.

Кроме аварийных поломок, постоянно происходят не столь заметные, но массовые выходы из строя деталей металлургических машин. К подобным деталям относятся подшипники, подушки валков, рамы рольгангов и станины прокатных станов, соединительные шпиндели, зубчатые зацепления и т.д.

Основной причиной столь высокой аварийности металлургического оборудования является его изношенность и высокая степень морального старения. Прокатные станы, отработавшие по 20...25 лет, считаются на Украине «новыми». На современных металлургических комбинатах еще работает оборудование, введенное в эксплуатацию 50...80 лет назад. Подобное оборудование обладает низкой фактической прочностью из-за высокого уровня вредных нетехнологических нагрузок. Эти нагрузки зачастую превышают по величине полезные технологические нагрузки; большинство аварийных поломок связано именно с этими нагрузками.

Радикальным решением проблемы было бы полное обновление оборудования, однако такой вариант для Украины нереален по экономическим соображениям – слишком велики затраты на приобретение новых машин и агрегатов. Однако сложившееся положение неверно считать безнадежным. Ситуацию можно существенно улучшить, если создать эффективную систему защиты машин от поломок.

На сегодняшний день имеются отдельные примеры удачного решения проблемы защиты металлургических машин от перегрузок и поломок. К ним можно отнести амортизацию оборудования при помощи энергоемких полиуретановых эластомеров. Подобные примеры пока единичны. Это амортизация некоторых рольгангов, слитковозов, внедрение в приводах машин упругих муфт и т.д. В то же время, главные линии прокатных станов остаются практически незащищенными; то же относится и к прокатным клетям (подушкам, валкам, станинам).

Приведенные примеры убедительно доказывают, что металлургические машины требуют создания эффективной системы защиты от поломок, которая предполагает в конечном счете разработку и внедрение амортизирующих и предохранительных устройств. Последнее невозможно без тщательного анализа нагрузок, возникающих в узлах и звеньях машин. Причем анализ этот должен быть всесторонним, т.е.



должна быть дана оценка нагрузок не только количественная, но и качественная.

Вопросы происхождения, протекания во времени, классификации, регулирования и особенно ограничения нагрузок рассмотрены в технической литературе явно недостаточно, что в основном и тормозит создание эффективной системы защиты от поломок. Именно этим вопросам посвящена данная монография. Автор надеется, что она окажется полезной специалистам-механикам, а также аспирантам и студентам, изучающим вопросы надежности металлургического оборудования. Для студентов специальности «Металлургическое оборудование» на основе данной монографии могут быть подготовлены учебные курсы «Нагрузки и перегрузки в металлургических машинах» и «Защита металлургических машин от поломок». Некоторые положения, изложенные ниже, уже используются в учебном процессе на механико-машиностроительном факультете Приазовского государственного технического университета при чтении курса «Современные методы расчетов в сопротивлении материалов».

Автор выражает благодарность за помощь в подготовке рукописи к изданию:

*Голобокову Олегу Викторовичу*, аспиранту кафедры «Сопротивление материалов» – за помощь в подготовке рисунков;

*Артюх Светлане Васильевне*, старшему преподавателю кафедры «Украиноведение» – за правку и корректуру текста;

*Артюху Геннадию Васильевичу*, старшему преподавателю кафедры «Сопротивление материалов» – за общее руководство работой и постановку задачи.

Все замечания и пожелания автор с благодарностью примет по адресу: 87500, Украина, Донецкая обл., г. Мариуполь, ул. Университетская, 7, Приазовский государственный технический университет, каф. «Сопротивление материалов». Тел. (0629) 44-65-07; 44-66-73; 44-69-73; 44-65-49. E-mail: [artukh\\_v\\_g@pstu.edu](mailto:artukh_v_g@pstu.edu); [artukh@mail.ru](mailto:artukh@mail.ru)

## ИНЖЕНЕРНЫЕ ПРОБЛЕМЫ ПРОЧНОСТИ

### 1.1. Особенности металлургических машин

**М**еталлургические машины обладают рядом особенностей, отличающих их от других машин:

1. Прежде всего – это машины с экстремальными силовыми и энергетическими характеристиками [1].
2. Металлургические машины характеризуются высоким уровнем нетехнологических нагрузок. Эти нагрузки генерируются в приводах и исполнительных органах самих машин и в решающей степени зависят от конструктивных параметров машин.
3. Для металлургических машин не исключены погрешности и технические ошибки проектирования [2].

Речь идет не об ошибках, допускаемых отдельными проектировщиками, а об ошибках концептуального характера, причем об ошибках массовых, практически всеобщих. Эти ошибки могут иметь экономическую основу (например, они могут быть следствием назначения цены металлургического оборудования по его весу). В таких случаях фактический вес создаваемого оборудования оказывается всегда завышенным, что мы и наблюдаем повсеместно на практике. Ошибки могут носить и чисто технический или научно-технический характер. Например, они могут основываться на ошибочной посылке: «Чем крупнее деталь – тем она прочнее». Последнее утверждение является одним из самых распространенных технических заблуждений.

Практика работы металлургических машин изобилует многими неудачами, авариями, поломками дорогостоящего оборудования, сопровождающимися длительными простоями. Это позволяет говорить не только о прошлых просчетах, но и о нынешних. Другими словами, у производства и производителей есть определенные претензии к прикладной науке, призванной совершенствовать как технологию производства, так и оборудование, необходимое для реализации технологических процессов. Между тем, эта наука (сфера действия которой может быть определена как металлургическое машиноведение), несмотря на все трудности, существует и развивается. В работах [3, 4] достаточно подробно изложены достижения в металлургическом машиностроении за последние двадцать лет, поэтому отметим кратко только некоторые из них.

Начнем с теории колебаний. Приложение этой теории к исследованию приводов металлургических машин позволяет найти собственные частоты, а затем и моменты, передаваемые звеньями. Основные результаты в этой области получены С.Н.Кожевниковым, В.И.Большаковым, Л.И.Цехновичем. Эти работы существенно уточняют причины многих перегрузов и поломок в главных линиях прокатных станов, которые в настоящее время подвергаются существенной модернизации, как по составу оборудования, так и по технологическим режимам [5].

Следующим перспективным направлением исследований следует считать разработку и внедрение эффективных систем амортизации динамических нагрузок. В этом направлении наиболее существенными были работы В.Н.Потураева, В.И.Большакова и др. [6, 7]. Результатом этих работ было создание резинометаллических элементов, внедренных на ряде металлургических машин в качестве буферных устройств, демпферов, компенсаторов и т.д. Продолжением работ этого направления можно считать работы Г.В.Артюха, В.А.Корчагина по исследованию применимости полиуретановых эластомеров для упругих элементов предохранительных и амортизационных устройств. Эти работы продолжаются и в настоящее время, причем сфера применимости полиуретанов непрерывно расширяется [8, 9].

Отметим также существенное развитие теории надежности металлургических машин. Эти работы длительное время возглавлял В.М.Гребеник, существенный вклад в развитие теории надежности машин внесли А.В.Гордиенко, В.К.Цапко. Уточнение оценки надежности сыграло значительную роль в повышении этой надежности [4].

Одним из вариантов повышения надежности машин является создание эффективной системы защиты машин от поломок. В этом направлении основные работы принадлежат В.С.Артюху, В.И.Хоменко, В.И.Большакову, А.Ф.Крисанову. Впоследствии эти работы были продолжены Г.В.Артюхом, С.В.Белодеденко и др. В настоящее время эта тема успешно развивается в направлении создания эффективных защитных устройств для прокатных станов – самых нагруженных металлургических машин [10, 11, 12].

Другим вариантом повышения надежности является диагностика машин, позволяющая оценить остаточный ресурс и долговечность оборудования. Это направление успешно развивается в ДонНТУ (г. Донецк) под руководством В.Я.Седуша [13], а также в работах В.М.Кравченко и В.А.Сидорова [14, 15].

Нужно отметить также комплексное исследование технологии и особенностей механического оборудования прокатных станов, вы-

полненное в ДГМА (г. Краматорск) В.Ф.Потапкиным, В.А.Федориновым, А.В.Сатониным и др. Эти исследования позволяют постоянно совершенствовать оборудование цехов металлургического цикла, в основном оборудование прокатных станов [16].

Вместе с тем надо признать, что в практике работы металлургических машин (и, в первую очередь, прокатных станов) мало радикальных изменений, новых оригинальных конструкций, новых прогрессивных материалов – всего того, что определяет технический прогресс и может резко изменить ситуацию в лучшую сторону.

В чем же причины существующего положения? Не пытаясь выявить все причины (а среди них есть и факторы не столько технического, сколько экономического характера), укажем на одну из них – на взгляд автора, очень важную.

Проводимые в настоящее время исследования металлургических машин, несмотря на значительную ценность получаемой при этом новой информации, носят, в основном, *пассивный* характер. Основная цель таких исследований – установить причину возникновения какого-либо негативного эффекта в машине. Опирируя медицинскими терминами, цель – поставить диагноз. Нужно сказать, что практически всегда эта цель достигается. Успехи диагностики несомненны. Однако дальнейший ход событий далек от оптимального. Лечение обнаруженной болезни фактически не проводится; рекомендации по устранению обнаруженных отклонений сводятся, как правило, к перечню ограничений. При этом рекомендуется: ограничить скорость процесса (например, скорость захвата металла валками прокатного стана), ограничить температурный интервал, ограничить величину обжатия и так далее. Такие меры, как правило, негативно воспринимаются эксплуатационниками, так как приводят к потере производительности машины. В то же время, радикальные меры по изменению конструкции данной машины не принимаются. В результате десятилетиями существуют одни и те же проблемы.

## **1.2. Примеры перспективной модернизации металлургических машин**

Основные направления борьбы с аварийными поломками можно представить в следующем виде:

1. *Уменьшение кинетической энергии движущихся масс машины.* Это направление связано с вопросом коренной модернизации приводов с целью резкого снижения их кинетической энергии как одной из причин аварийности. Поставленная цель осуществляется пере-

ходом на безредукторный привод, максимальным снижением быстроходности двигателей, переходом на двигатели в двухъякорном исполнении с целью уменьшения их момента инерции, отказом от маховиков (где это возможно) и т.д. Это направление борьбы с аварийными поломками ввиду своей дороговизны может быть использовано лишь для вновь проектируемого оборудования.

2. *Увеличение потенциальной энергии упругой деформации звеньев машины.* Это подразумевает установку в машине специальных упругих элементов, предназначенных для поглощения кинетической энергии движущихся масс. Такое направление борьбы с аварийными поломками применимо для уже эксплуатирующихся машин. Его основные принципы детально рассмотрим ниже. Основная проблема в данном случае заключается в повышении энергоемкости существующих упругих элементов на несколько порядков. Второе направление следует считать очень перспективным и для вновь проектируемого оборудования, т.к. на стадии проектирования всегда можно предусмотреть в приводе место под крупногабаритный упругий вал.

3. *Рассоединение кинематической цепи машины при перегрузке.* Для этого служат разнообразные предохранительные устройства. Это направление применимо как для уже эксплуатирующихся, так и для вновь проектируемых машин.

#### Пример 1. Пилигримовые прокатные станы.

Имеется почти семидесятилетний опыт эксплуатации пилигримовых установок  $5 \div 10''$ ;  $6 \div 12''$  и  $8 \div 16''$ , работающих в настоящее время на заводах Российской Федерации и Украины. В силу особенностей конструкции этих прокатных станов, они обладают повышенной динамичностью и аварийностью [17, 18]. Многочисленные исследования, проведенные на этих станах, позволили достаточно полно выявить причины, наиболее существенно влияющие на динамичность и аварийность.

Как же изменилась ситуация на пильгерстанах за прошедшие 70 лет? Приходится признать, что за это время динамичность пилигримовых станов возросла, чему способствовало не только некоторое повышение скорости прокатки, но и повышение жесткости рабочих клетей и главных линий, почти трехкратное увеличение подвижных масс подающих аппаратов при полном отсутствии амортизации горизонтальных ударов гильзы в рабочую клеть, а также при отсутствии предохранителей в рабочих клетях и эффективных (существующие брешшпиндели таковыми считать нельзя) защитных устройств в главных линиях.

Между тем, для модернизации пилигримовых установок с целью резкого снижения их динамичности и аварийности есть все необходимые предпосылки. Считается общепринятым, что для пилигримовых станов маховичный привод должен быть сохранен, и с этим вполне можно согласиться [19]. Последнее означает, что энергоемкость приводов этих станов останется всегда высокой, а значит, для таких станов особенно важным является создание устройств типа амортизаторов и предохранителей.

Многолетний опыт работы пильгерстанов показывает, что для них можно выделить три основные причины поломок. *Первая причина* связана с асинхронизмом работы системы «подающий аппарат – валки»; наиболее характерным является асинхронизм при затравке, когда отсутствует синхронная работа валков и поглощающего аппарата, вследствие чего несколько ударов (8...10 шт.) наносятся подвижными массами подающего аппарата практически в закрытый калибр. В это время валки, рабочая клеть и главная линия стана испытывают большие ударные нагрузки; на осциллограммах крутящего момента в главной линии наблюдаются пики треугольной формы. Продолжительность этих нагружений составляет сотые доли секунды. Сила удара может при этом достигать величины  $8 \cdot 10^3$  кН. Затем процесс стабилизируется, и все последующие удары связаны уже с наличием подачи и прокатки. Общее число циклов-ударов при прокатке одной трубы доходит до 200...220. Величины пиковых нагрузок и энергия соударения зависят от параметров клетки и подающего аппарата. *Вторая причина* связана с нарушениями технологических режимов (например, прокатка остывшей гильзы или прокатка с увеличенными подачами). Этот случай приводит к увеличению как момента прокатки, так и давления металла на валки вплоть до момента разрушения брехшпинделя или деталей рабочей клетки. *Третья причина* (которая встречается гораздо реже первых двух) – это создание аварийной ситуации при обрыве дорнового замка, например, вследствие удара подвижных масс аппарата в его переднюю крышку. При этом подача вместо 15...20 мм может составить 100...200 мм. Такая ситуация заканчивается поломкой в клетке или главной линии, а иногда и заклиниванием клетки. Сложившаяся ситуация остается практически неизменной в течение 70 лет эксплуатации пилигримовых установок (если не считать нескольких не всегда удачных попыток усовершенствовать брехшпиндель [20]).

Как же изменить эту ситуацию? И можно ли вообще изменить ее существенно? Конечно, это сделать можно, разработав и внедрив на пильгерстане несколько специальных устройств (амортизаторов и предохранителей) [21]. Появляющиеся при асинхронизме удары могут

быть в значительной мере амортизированы применением компактных и энергоемких буферных устройств. Как должны выглядеть эти устройства?

Реально можно рассматривать два места для установки энергоемких буферных устройств – одно из них находится в рабочей клетки, другое – в главной линии стана. В рабочей клетки находятся четыре подушки рабочих валков, передающие удар подвижных масс аппарата и гильзы на станины. Наиболее перспективным вариантом буферного устройства следует считать установку упругих энергоемких элементов на подушки рабочих валков. Упругие элементы должны быть выполнены из энергоемких низкомодульных материалов, например, из полимеров или эластомеров. В этом случае при нарушении синхронизма упругий элемент будет поглощать энергию удара; работать при этом он будет на сжатие. Малая жесткость материала обеспечивает равномерность распределения напряжений в упругом элементе [22].

Опыт работы с полимерными наделками подушек чистовых клеток стана 1700 убеждает, что стойкость таких наделок может составлять 24...36 месяцев при полной защите валков и станины от усталостного разрушения и проемов станин от «разбивания», т.е. от появления пластических деформаций, вызванных ударами подвижных масс.

Возможен еще один вариант исполнения буферного устройства для пильгерстана. Это упругая муфта большой энергоемкости, совмещенная с коренной муфтой [23]. Такая муфта может быть разработана на основе применения современных полиуретановых эластомеров. Она может быть установлена в узле брехшпинделя. Передаваемый ею крутящий момент должен быть больше выключающего ( $M^* = 2000$  кНм для существующего брехшпинделя стана 6÷12"). Энергоемкость такой муфты должна превосходить энергию соударения подвижных масс с клетью.

Указанные варианты буферных устройств могут работать одновременно. В этом случае сила удара может быть уменьшена в 3...4 раза, что полностью решает проблему ударов при асинхронизме. Создание такой муфты представляет собой вполне реальную задачу. Муфты аналогичных конструкций, разработанные на базе полиуретановых эластомеров, успешно работают в приводах вспомогательных металлургических машин в течение 6...8 лет. В Приазовском государственном техническом университете на кафедре «Сопrotивление материалов» разрабатываются и более мощные буферные устройства (в том числе упругие муфты), пригодные для установки в главных линиях прокатных станом.

Рассмотрим также реальность создания для пилигримовых станов предохранительных устройств в рабочей клети.

Эти устройства должны иметь следующие параметры:

- Выключающая нагрузка  $P^* = 3000...4000$  кН.
- Максимальная осадка (при обрыве дорнового замка)  $\lambda^* = 100...130$  мм.

Наибольшие трудности создает необходимость реализации большой осадки. При таких параметрах затруднительно создать автоматически действующий (например, пружинный) предохранитель – он имел бы очень большие размеры. В то же время, предохранитель разового типа (с расходуемым элементом) создать реально. Это может быть предохранитель экструзионного или непрерывносрезного типа [24, 25]. Такие предохранители не подвержены накоплению усталостных повреждений и, следовательно, сохраняют стабильной величину выключающей нагрузки в процессе эксплуатации.

Для рабочих клеток пилигримовых станов можно применить и предельно простые (состоящие из одной детали) втулочные предохранители [26], которые при перегрузке пластически деформируются. Такие предохранители могут быть изготовлены из муфтовых труб, прокатываемых на пильгерстане. Простота этих предохранителей позволяет изготавливать их силами механослужб меткомбинатов, следовательно, цена такой защиты будет минимальной.

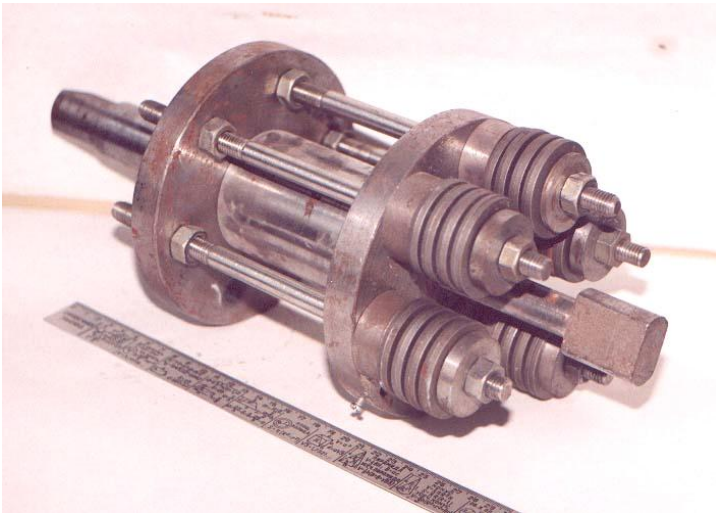
Характер нагружения узлов пильгерстанов таков, что требует установки защитных устройств как в рабочей клети, так и в главной линии. Практически на всех пилигримовых станах в главных линиях имеются брешшпиндели с проточками (ослаблениями) в опасных сечениях. Анализ работы этих брешшпинделей показывает их чрезвычайно низкую эффективность, вызванную, с одной стороны, высокой ценой брешшпинделя, а с другой стороны – низкой усталостной прочностью и значительным числом (до 70%) усталостных разрушений (т.е. разрушений брешшпинделей, не связанных с перегрузками в главных линиях пильгерстанов).

Многочисленные попытки усовершенствования брешшпинделя сводились в основном к его упрочнению или ослаблению, а также к сокращению времени замены, не затрагивая его основных недостатков. В работе [27] приводится описание двух, на взгляд автора, наиболее перспективных конструкций брешшпинделя для пильгерстана. Брешшпиндель первой конструкции изготавливается из существующей литой заготовки. Он имеет плавное ослабление опасного сечения (канавка-концентратор устранена). Такая конструкция позволяет вдвое снизить расход брешшпинделей. Вторая конструкция – составная. Она со-



держит многократно используемые треновые головки и разрушаемый элемент в виде трубы с плавным ослаблением опасного сечения. Эта труба приварена к треновым головкам, причем прочность сварных швов превышает прочность ослабленного сечения. Такая конструкция позволяет полностью исключить усталостные поломки брешшпинделей и на порядок снизить цену защиты.

Указанные выше конструкции брешшпинделей нуждаются в промышленном опробовании и внедрении, и такая работа в настоящий момент проводится проблемной лабораторией «Защита металлургических машин от поломок», созданной кафедрой «Сопротивление материалов» ПГТУ при Управлении главного механика ОАО «ММК им. Ильича». Вместе с тем, этими решениями не ограничиваются возможности совершенствования брешшпинделей. Они могут быть заменены муфтами предельного момента (например, предохранительными муфтами со срезными пальцами). Если конструкция муфт такова, что в них используются гладкие (без канавок-концентраторов) пальцы, то такие муфты могут работать эффективно. Возможно также создание «неразрушающегося» брешшпинделя. Такое устройство описано в работе [28] (рис. 1.1). Оно представляет собой компактную (в пределах габаритов существующего брешшпинделя) муфту трения, в которой используется объемно сжатый эластомер. Такие брешшпиндели могут эффективно работать на пильгерстанах с отдельным приводом валков.



**Рис. 1.1.** Модель неразрушающегося брешшпинделя

Описанные выше защитные устройства для пилигримовых станов могут решить проблему поломок их оборудования и избежать дорогостоящей модернизации.

Пример 2. Непрерывные широкополосные станы горячей прокатки.

Такие станы в Украине и в странах СНГ эксплуатируются десятки лет. Они отличаются мощностью приводов, размерами валков, производительностью. Однако все эти станы имеют общие недостатки, которые за время эксплуатации устранены не были.

Остановимся более подробно на качественной стороне нагрузок в главных линиях и рабочих клетях таких станов. Осциллографирование нагрузок (моментов сил упругости) в главных линиях показывает картину, практически одинаковую для всех станов. В момент захвата крутящий момент в главной линии в 2...4 раза больше, чем технологический момент (требуемый для осуществления заданного обжата). При этом переход от момента захвата к установившемуся технологическому моменту происходит в течение 0,3...0,5 секунд и сопровождается колебаниями. Такой характер нагружения влияет на прочность деталей и узлов главной линии, причем это относится как к разовому нагружению (перегрузу), так и к усталостным явлениям. Следствием такого характера нагружения является интенсивный износ вкладышей универсальных шпинделей, зубчатых зацеплений, проемов станин. Не исключены поломки лопастей шпинделей и прокатных валков [29].

Сопоставление осциллограмм момента прокатки (момента сил упругости) и давления металла на валки (силы прокатки) позволяет утверждать, что в момент захвата характер изменения этих параметров совершенно различен. Для силы прокатки захват не вызывает ни ее резкого увеличения, ни колебаний. Логично предположить, что в момент захвата появляется сила, действующая на раскат и на валки. Эта сила имеет горизонтальное направление. Она зависит от массы заготовки и ускорения, получаемого ею при захвате. Именно эта сила увеличивает момент при захвате, а отсутствие в главной линии демфирующих устройств приводит к колебаниям момента, снижающим усталостную прочность деталей стана.

При увеличении развеса слитка (сляба) эти нагрузки возрастают, соответственно увеличится и число поломок. Остановить увеличение массы сляба практически невозможно, так как это затрагивает один из основных вопросов – повышение производительности непрерывных широкополосных станов (НШС). Единственным реальным вариантом снижения динамичности в этих условиях является уменьшение ускорения заготовки при захвате. Такие варианты применяются на

некоторых прокатных станах и дают неплохие результаты. Для НШС горячей прокатки такая технология практически неприменима. В черновых клетях этому препятствуют синхронные двигатели приводов (не меняющие скорости вращения). В чистовой группе этому препятствует сложность автоматизации и управления таким процессом.

В то же время, имеется принципиально новое решение, которое может быть реализовано в приводах черновых клетей. Речь идет об упругих валах-энергоаккумуляторах, которые могут быть установлены в приводах черновых клетей взамен быстроходных валов. Подобные валы с упругими элементами из конструкционных полиуретанов могут допускать углы закручивания до  $180...360^\circ$ , что в пересчете на тихоходные валы (для первых двух черновых клетей) составит  $7...14^\circ$ . Это сравнимо с углом захвата для данных клетей. Поэтому можно ожидать, что время захвата будет увеличено, по крайней мере, вдвое; другими словами, ускорения, получаемые заготовкой при захвате, должны уменьшиться, по крайней мере, вдвое. Соответственно должны уменьшиться и коэффициенты динамичности. Кроме того, такой вал обладает свойствами демпфера, так как подобрать полиуретан с большим внутренним трением ( $\psi > 0,50$ ) не составляет особого труда. Наличие таких упругих валов-энергоаккумуляторов в приводах черновых клетей позволит существенно снизить нетехнологические нагрузки в главных линиях и рабочих клетях. Должно улучшиться положение с «разбиванием» станин и планок на подушках рабочих и опорных валков, так как нагрузки на эти элементы пропорциональны крутящим моментам в приводе. Установка дополнительных буферных устройств на подушках рабочих и опорных валков позволит еще больше снизить нетехнологические нагрузки. Конструктивно эти устройства могут быть выполнены в виде полимерных планок, устанавливаемых на подушках валков взамен стальных [30].

В черновых клетях НШС возможны также перегрузы, связанные с отклонениями от технологии. Так, в период освоения систем типа «Гранзит» нередко наблюдалась прокатка остывшего раската и, соответственно, возникали перегрузки, приводящие к поломкам валков. В этих условиях избежать поломок можно только ограничением силы прокатки. Это может быть достигнуто установкой в клетки под нажимными винтами предохранительных устройств. Выбор типа предохранительного устройства – отдельная тема. По этому поводу написано достаточно работ [31]. Лучшие шансы для внедрения в рабочих клетях черновых групп НШС имеют предохранители с расходуемыми элементами. Они наиболее просты по устройству и изготовлению, легко заменяются при необходимости. Так, втулочный предохранитель, раз-

работанный на кафедре «Сопротивление материалов» ПГТУ для клеток №1 и №2 НШС-1700 ММК им. Ильича, представляет собой одну деталь (кольцо) из стали 20 массой 60 кг. Усилие срабатывания составляет  $P^* = 12,5$  МН, осадка  $\lambda^* = 30 \dots 40$  мм. Испытанная модель такого предохранителя показана на рис. 1.2.



**Рис. 1.2.** Модель втулочного предохранителя

Внедрение на черновой группе клеток упругих валов в приводах, полимерных упругих накладок на подушках и предохранительных колец под нажимными винтами позволит полностью снять вопрос о высокой динамичности и аварийности этих машин.

Чистовая группа клеток НШС также характеризуется высоким уровнем нагрузок, как полезных, так и вредных. Осциллограммы нагрузок в главных линиях и рабочих клетях показывают примерно ту же картину, что и в клетях черновой группы. При этом коэффициенты динамичности несколько ниже, чем в черновой группе, и составляют  $1,5 \leq K_d \leq 3,0$ . В таких приводах также полезно было бы иметь демпфер и энергоаккумулятор, однако для существующих крутящих моментов такие устройства еще не разработаны (для клеток черновой группы крутящие моменты, воспринимаемые упругими валами, значительно меньше, так как там применяется быстроходный  $n = 600$  об/мин привод). Остается применить буферные и демпфирующие устройства в

рабочих клетях чистовой группы. Это могут быть энергоемкие полимерные планки на подушках рабочих и опорных валков. На НШС-1700 горячей прокатки ММК им. Ильича имеется более чем 6-ти летний опыт применения полимерных (СВМПЭ) планок. Стойкость таких планок составляет 2...3 года, что значительно больше, чем стойкость стальных планок различных конструкций. Кроме того, повысилась долговечность всех деталей рабочих клетей, воспринимающих горизонтальное нагружение и нагружение моментом главных линий. Целесообразно было бы сохранить полимерные планки на подушках всех клетей чистовой группы, модернизировав их с целью двух-трехкратного увеличения энергоемкости. Кроме того, желательно было бы для лучшего демпфирования колебаний в главной линии изготавливать планки из материала с большим внутренним трением [32].

Перегрузки, связанные с нарушениями технологии, встречаются в чистовой группе регулярно, при этом для клетки №5 не исключен перегруз, вызванный наложением полос раската. Такой перегруз всегда сопровождается поломкой (чаще всего валков). В связи с этим клетки чистовой группы вынуждают применить для их защиты автоматические предохранители (т.е. такие, которые восстанавливают свою работоспособность после снятия с них нагрузки). Наиболее простыми и перспективными автоматическими предохранителями являются пружинные предохранители [33]. Такие устройства спроектированы на кафедре «Сопротивление материалов» ПГТУ. Они рассчитаны на осадку  $\lambda = 3...10$  мм и силу срабатывания  $P = 6,0...12,0$  МН, допускают тысячи срабатываний без перезарядки и регулировки.

Оснащение чистовых групп НШС описанными выше устройствами позволит полностью решить проблему защиты этого оборудования от поломок.

#### Пример 3. Рольганги обжимных станов.

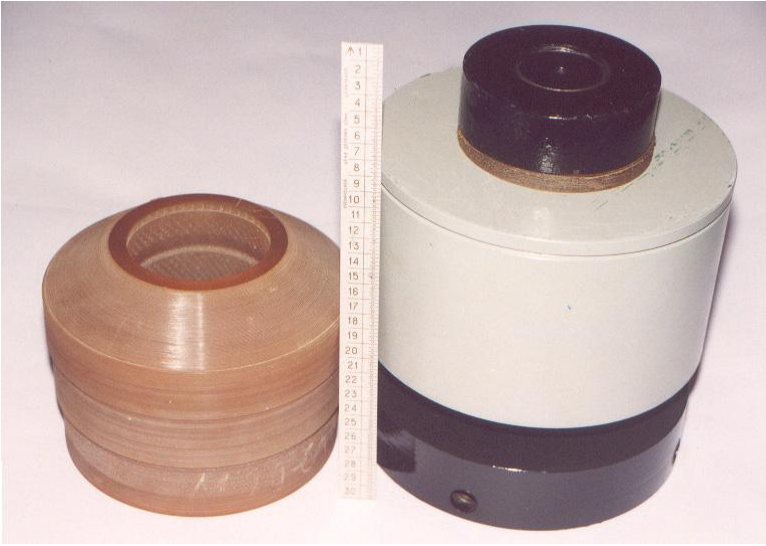
Рольганги обжимных станов относятся к машинам с высоким уровнем нагрузок. Анализ конструкций роликов и их приводов позволяет выявить два принципиально различных подхода к обеспечению надежности работы рольгангов.

*Первый подход.* Такая амортизация роликов применяется на рольгангах слябингов. Эти рольганги спроектированы и изготовлены на НКМЗ. Под каждой опорой имеется цилиндрическое гнездо для установки амортизатора. При этом известны две конструкции амортизаторов. Одна из них использует упругий элемент (УЭ) в виде стальной пружины (чаще всего цилиндрической винтовой пружины), вторая – упругий элемент из резинометаллических дисков. Оба УЭ имеют недостатки. Первый имеет недостаточную энергоемкость и, как следст-

вие этого, замыкание и разрушение витков пружины. Второй имеет лучшие характеристики и хорошо работает в условиях умеренного нагружения (например, на рольгангах НШС-1680). В то же время, работа на рольгангах слябингов показала, что такие амортизаторы имеют ограниченную долговечность, поэтому они в основном вышли из употребления. Их заменили в настоящее время амортизаторы с УЭ, изготовленными из конструкционных полиуретанов. Такие амортизаторы обладают существенно большей энергоемкостью и, соответственно, долговечностью. На кафедре «Сопротивление материалов» ПГТУ разработано несколько конструкций амортизаторов на основе полиуретановых эластомеров, в том числе амортизаторы сжатия (рис. 1.3) с моноблочными полиуретановыми УЭ в виде толстостенных цилиндров и амортизаторы сдвига (рис. 1.4) со ступенчатыми цилиндрическими УЭ. Это позволило в каждом конкретном случае (не меняя размеров и формы имеющихся гнезд) установить в имеющиеся гнезда амортизаторы с требуемыми рабочими характеристиками. Эти амортизаторы внедрены и эффективно работают на многих металлургических предприятиях Украины, обеспечивая защиту от поломок всех деталей, входящих в узел ролика рольганга [34]. Осадка таких амортизаторов достигает величины  $\lambda = 20 \dots 40$  мм. Долговечность упругих полиуретановых элементов составляет 24...36 месяцев.



**Рис. 1.3.** Амортизаторы роликов рольгангов с полиуретановыми УЭ сжатия



**Рис. 1.4.** Амортизатор сдвига и его полиуретановый УЭ

Имеются, однако, и проблемы, которые возникли в связи с большой осадкой таких амортизаторов. Привод роликов рольгангов, как правило, содержит муфты МЗ или МЗП, обладающие посредственными компенсирующими свойствами. При угле наклона шпинделя, превышающем  $1^\circ$ , валы МЗП работают неудовлетворительно из-за повышенного износа зубьев и возрастания осевых нагрузок. К тому же валы МЗП имеют большую жесткость в направлении вращения, поэтому такие приводы часто испытывают перегрузы. Выход может быть найден в создании нового типа упруго-компенсирующего вала, вписывающегося в существующие габариты и обладающего требуемой рабочей характеристикой.

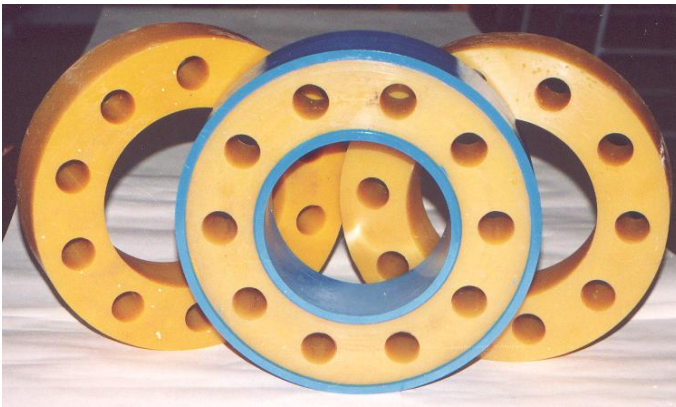
Такие валы (с дисковыми упругими полиуретановыми элементами) были разработаны в ПГТУ, они прошли промышленное опробование, внедрены и успешно работают в течение восьми лет в рельсобалочном цехе (РБЦ) комбината «Азовсталь» (рис. 1.5). Валы допускают углы закручивания  $6...8^\circ$  и углы перекоса  $5...6^\circ$ , не имеют пар трения, не требуют смазки и ухода. Долговечность упругих элементов (рис. 1.6) составляет  $24...48$  месяцев [35].





**Рис. 1.5.** Упругие валы для РБЦ МК «Азовсталь»

Последней проблемой амортизации роликов являются горизонтальные нагрузки на ролик. Это инерционные нагрузки, связанные с разгоном и торможением раската, а также горизонтальная составляющая удара раската о ролик (наблюдается при разном уровне роликов и недостаточной начальной затяжке вертикальных амортизаторов). Гнезда подушек роликов за несколько месяцев «разбиваются» с образованием (в горизонтальном направлении) зазоров в 5...10 мм, что провоцирует дальнейшее повышение динамических нагрузок. Совершенно очевидно, что здесь нужна амортизация горизонтальных ударов.



**Рис. 1.6.** Дисковые упругие полиуретановые элементы



Эта задача затруднена тем, что для установки амортизаторов горизонтальных ударов очень мало места. Планки, укрепляемые в проеме рамы рольганга и служащие направляющими для подушек роликов, имеют толщину  $\delta = 15 \dots 35$  мм. Часть этой толщины может быть занята под амортизатор. Последний может быть изготовлен из конструкционного полиуретана и соединен со стальной планкой. Таким образом, можно установить амортизатор, который имеет максимальную осадку 2...4 мм. Этого вполне достаточно для сохранения подшипников и других деталей узла. Такие амортизаторы спроектированы и изготовлены в ПГТУ. В настоящее время они проходят промышленное опробование на рабочем рольганге слябинга-1150 ММК им. Ильича (рис. 1.7).



**Рис. 1.7.** Полиуретановые амортизирующие планки

Итак, при наличии фирменного амортизатора или, в крайнем случае, гнезда для него, можно установить в это гнездо энергоемкий полиуретановый амортизатор, а также боковые малогабаритные амортизаторы горизонтальных ударов и упруго-компенсирующие валы в приводе роликов. Эти устройства, работая совместно, обеспечивают защиту узла ролика от поломок и повышают долговечности деталей узла в 1,5...2,0 раза [36].

*Второй подход* реализован на роликах рольгангов блюмингов (в основном конструкции УЗТМ). На этих роликах установлены мощные подшипники качения с диаметром шейки ролика  $d = 300 \dots 400$  мм, и полностью отсутствует амортизация. Такую конструкцию нельзя признать рациональной. Узел ролика имеет очень большую жесткость. Коэффициент динамичности ролика достигает величины  $K_d = 40 \dots 50$ , что совершенно недопустимо. Практика эксплуатации таких роликов («Криворожсталь», ММК им. Дзержинского и др.) полностью подтверждает их высокую аварийность. Наиболее уязвимыми деталями узла такого ролика являются подшипники качения и гнезда этих подшип-

ников. Совершенно очевидно, что такие узлы нуждаются в амортизации; причем желательно внедрить амортизацию без коренной реконструкции узла.

Сотрудниками кафедры «Сопротивление материалов» ПГТУ разработано несколько вариантов амортизаторов таких роликов. Амортизаторы рекомендовано изготавливать из конструкционных полиуретанов в виде колец или лент толщиной 5...20 мм. Эти кольца или ленты устанавливаются на внешнее кольцо подшипника ролика. Ширина амортизатора соответствует ширине подшипника. В Новопрокатном цехе МК им. Дзержинского было проведено промышленное опробование подобных амортизаторов. Ленты шириной  $b = 138$  мм и толщиной  $\delta = 10$  мм с поперечными ребрами (рис. 1.8) устанавливались на внешние кольца подшипников (при этом был осуществлен переход на новую, более легкую серию подшипников с диаметром, на 20 мм меньшим, чем в первоначальном варианте). Было установлено около 50 лент.



**Рис. 1.8.** Полиуретановые ленты с поперечными ребрами

Несмотря на меньшую несущую способность новых подшипников, их стойкость возросла в 4...5 раз. Имеется также опыт применения ребристых полиуретановых лент на аналогичных подшипниках без перехода на легкую серию и без расточки гнезд подшипников. На рольгангах Блюминга-2 МК «Криворожсталь» применялись ребристые ленты толщиной  $\delta = 5$  мм и шириной  $b = 208$  мм для компенсации выработки гнезд, которая составляла в среднем величину 2...3 мм. Эти гнезда не восстанавливались. Ленты устанавливались непосредственно

в выработанные гнезда, оборачивались вокруг внешнего кольца подшипника и притягивались крышками. В дальнейшем ролики работали надежно. Этот способ позволил получить существенную экономию на ремонтах гнезд [37].

Еще один вариант амортизаторов в виде неразрезных колец с диаметрами  $d_1 = 360$  мм;  $d_2 = 380$  мм и шириной  $b = 130; 140$  мм проходит в настоящее время промышленное опробование на рольгангах НШС-1700 ОАО «ММК им. Ильича» (амортизаторы установлены на 10 роликах).

Для всех перечисленных вариантов осадка амортизаторов составляет  $\delta = 1,0 \dots 3,0$  мм; для жестких систем этой осадки оказывается достаточно, чтобы снизить нагрузки до безопасного уровня и исключить аварийные поломки. Для амортизаторов, установленных на внешних кольцах подшипников, отпадает надобность в амортизации горизонтальных ударов и применении универсальных компенсирующих валов.

### Выводы

Приведенные примеры наглядно показывают, что все эффективные разработки, относящиеся к проблеме надежности работы металлургических машин, связаны с определением величин и анализом нагрузок, действующих на эти машины. Более того, действующие нагрузки являются определяющим фактором надежности; следовательно, классификация и определение величин этих нагрузок – основная задача как прикладных научных исследований, так и инженерных расчетов.

Данная монография посвящена именно этому вопросу. Ниже рассмотрены основные виды нагрузок, исследован их качественный состав. Особенно подчеркиваются неизбежность и вредность возникающих нетехнологических нагрузок. Рекомендованы методы борьбы с этими нагрузками, разработаны способы амортизации и ограничения нагрузок в металлургических машинах с помощью специальных устройств. Введена классификация этих устройств. Кроме того, дана методика и примеры определения разрушающих нагрузок для многих деталей металлургических машин. Предложены методы ограничения нагрузок безопасным уровнем, гарантирующим отсутствие поломок.

## ВОЗДЕЙСТВИЯ И НАГРУЗКИ

### 2.1. Виды воздействий на упругую систему. Паразитные нагрузки

**М**ашину или ее часть (узел, деталь) можно рассматривать как упругую систему, если в ней не возникают остаточные деформации. Эта система взаимодействует с другими системами и телами; в результате такого взаимодействия появляются внешние по отношению к заданной системе силы или нагрузки.

Нагружение рассматриваемой системы происходит качественно по-разному, в зависимости от характера внешнего воздействия на упругую систему. Во всех случаях воздействия возникающая нагрузка является следствием этого воздействия. Нагрузка является основным параметром машины или механизма (упругой системы); именно с величиной нагрузки связано выполнение запланированных технологических операций, а также прочность и жесткость отдельных узлов машины.

Рассмотрению особенностей разных видов воздействий и появлению нагрузок должна предшествовать классификация воздействий и возникающих сил с качественной стороны. Подобная классификация и основные определения должны помочь в дальнейшем правильно анализировать силовые процессы, происходящие в упругих системах.

Известно много подходов к вопросу классификации сил (нагрузок); все они преследуют определенные цели и, естественно, имеют право на существование. С точки зрения поставленной нами задачи (защита металлургических машин от поломок) можно предложить еще два подхода, из которых вытекают и новые классификации сил.

Первый подход связан с происхождением нагрузок. Он учитывает исходный качественный параметр нагружения. При этом можно отметить следующие основные случаи нагружения.

1. **Нагружение статической силой.** Примером такого нагружения может быть усилие, создаваемое гидравлическим прессом, усилие в канатах подъемного крана (когда груз движется без ускорения), действие лежащего на ролянге слитка на опоры ролика и т.д.
2. **Нагружение инерционной силой** (связанное с наличием ускорения отдельных звеньев). Пример – усилие в канатах при подъеме груза с ускорением; нагрузки во вращающихся деталях, связанные как с касательными, так и с нормальными ус-

корениями, нагружение главной линии прокатного стана маховиком и т.д.

3. **Нагружение деформацией (перемещением).** Примером могут служить усилия при прокатке, штамповке и др. технологических операциях, когда задается величина обжатия или осадки.
4. **Нагружение температурой.** Нагружение температурой аналогично нагружению деформацией. Для систем статически определимых воздействие температурой не приводит к появлению сил, а для систем статически неопределимых, за исключением редких случаев, появляются силы.
5. **Нагружение энергией** (кинетической энергией движущихся масс). Это случай соударения движущейся массы (или нескольких масс) с упругой системой, воспринимающей удар. Например, движущийся по рольгангу слиток сталкивается с выдвинутым упором; слитковоз со стационарным буферным устройством, мостовой кран с неподвижным буфером и т.д. Одним из вариантов нагружения энергией являются колебательные процессы в главных линиях прокатных станов после захвата раската валками; при этом энергия переходит из одной формы в другую.

Перечисленные случаи не исчерпывают реальных вариантов нагружения. Так, нередки случаи комбинированного нагружения, когда на один объект действуют два и более вида нагружения, причем они могут действовать как последовательно, так и одновременно.

Рассмотрим, к примеру, такой объект, как станинные ролики прокатных клетей. Когда раскат загнут вверх, он падает на ролик с определенной высоты – это есть нагружение энергией. Если передний край раската на выходе из валков загнут вниз, то он надавливает на ролик – это уже нагружение деформацией. В данном случае наблюдаются различные варианты нагружения, поочередно действующие на один и тот же объект\*.

Встречаются и случаи одновременного действия различного вида нагрузок. Например, в главной линии прокатного стана присутствует нагружение деформацией (связанное с обжатием) и нагружение инерционной силой, иногда также и нагружение энергией, вызывающее колебания момента сил упругости.

---

\* Здесь и в дальнейшем имеются в виду обобщенные силы, т.е. нагрузки любой размерности – сосредоточенные и распределенные силы, а также моменты.

Здесь нужно уточнить и место приложения нагрузки к объекту. Так, в случае с главной линией прокатного стана, со стороны прокатных валков имеем нагружение деформацией, а со стороны привода, преодолевающего это нагружение, действует статическое нагружение (электромагнитные силы, создающие момент двигателя) и инерционные нагрузки, создаваемые при торможении маховыми массами привода. Этот пример показывает, что различные варианты нагружения могут наблюдаться с разных сторон объекта (при этом они, конечно, уравновешены).

Еще один подход к классификации нагрузок связан с их функциональным профилем, другими словами, с их полезностью. Здесь, естественно, нужно выделить нагрузки полезные и вредные.

**1. Нагрузки полезные (или технологические)** – необходимые для выполнения технологической операции. Эти нагрузки, как правило, рассчитывают по общеизвестным формулам, реже измеряют. По происхождению они могут быть статическими, инерционными, динамическими (нагружение энергией), а также деформационными. Рассмотрим, например, прессование слитка на гидравлическом прессе. Усилие прессования (полезная нагрузка, необходимая для выполнения технологической операции прессования) – это нагружение статической силой. Операция прокатки осуществляется при заданном обжатии – это нагружение деформацией. Усилие при таком нагружении зависит от жесткости системы (рабочей клетки прокатного стана). Встречаются случаи выполнения технологических (т.е. полезных) операций с использованием маховика, например, при пильгеровании – это нагружение инерционной силой, при ковке на молотах и штамповке взрывом – нагружение энергией. Нагружение энергией – довольно редкий в металлургии вариант полезной нагрузки.

**2. Нагрузки вредные (или паразитные)** – совершенно ненужные для выполнения технологических операций. Это сопутствующие нагрузки; если их устранить, то машина будет отлично работать и выполнять свои функции. Наиболее часто встречаются три типа паразитных нагрузок:

- *Паразитные нагрузки, связанные с несовершенством геометрии* рассматриваемого узла – зазорами, перекосами, сдвигами. Эти несовершенства могут быть допущены при проектировании – например, универсальные шпиндели с большими углами наклона. Чаще всего геометрические несовершенства являются следствием некачественного монтажа и повышенного износа звеньев машины.

- *Паразитные нагрузки ударного характера.* Примером может служить падение раската на станинный ролик, удар заготовки, выдаваемой из печи, о рольганг, удар раската о прокатные валки при рассогласовании скоростей и т.д.
- *Паразитные нагрузки колебательного характера* возникают в главных линиях прокатных станов (колебания момента сил упругости), во вращающихся барабанных смесителях, дробилках и т.д. Причиной появления этих нагрузок чаще всего являются просчеты в проектировании и монтаже машин. На одном объекте можно встретить несколько типов паразитных нагрузок

Основная цель предложенной выше функциональной классификации – показать, что главным бичом механослужбы являются паразитные нагрузки различного характера. Именно они наименее изучены и, как правило, не определяются при расчете технологических операций; именно они вызывают повышенный износ, усталостные разрушения, аварийные поломки. Постоянная борьба с паразитными нагрузками есть основная задача механослужб металлургических комбинатов.

## 2.2. Генерирование нагрузок. Активные детали

Рассмотрим далее, какие подходы можно предложить для борьбы с паразитными нагрузками.

*Первый подход* – естественный, но не всегда выполнимый – устранить причину, вызвавшую появление паразитной нагрузки. Например, устранить несоосность валов, возникшую при монтаже оборудования после ремонта; устранить зазоры в универсальных шпинделях, заменив бронзовые вкладыши и т.д. Иногда этот метод практически неприемлем; так, уменьшение колебаний момента сил упругости в главной линии прокатного стана потребует коренной реконструкции, что по материальным затратам сравнимо с постройкой нового стана.

Для большинства листовых прокатных станов, в том числе для НШС, характерно резкое увеличение нагрузок при захвате раската валками. Моменты сил упругости в главных линиях при захватах могут в несколько раз превышать технологические моменты (полезные, необходимые для выполнения обжатия). Это говорит о высоком уровне паразитных нагрузок. Основная причина – большая жесткость прокатной клетки и главной линии. Уменьшение жесткости и повышение энергоемкости упругой системы способствуют снижению паразитных

нагрузок. Снижение скорости захвата также уменьшает паразитные нагрузки ударного характера.

Однако реализовать эти мероприятия непросто. Чтобы снизить скорость захвата, нужно поменять приводные двигатели – вместо синхронных двигателей переменного тока установить двигатели постоянного тока с регулируемой скоростью. Такой привод будет значительно дороже существующего. Нелегким будет и решение задачи о снижении жесткости.

*Второй подход* – профилактика появления опасных паразитных нагрузок путем их амортизации. При этом нагрузки не ликвидируются, а снижаются до приемлемого, безопасного уровня. Особенно важным является то, что практически все паразитные нагрузки представляют собой нагружение деформацией и нагружение энергией. При таком способе нагружения силы зависят от жесткости воспринимающей нагрузку системы. Но сила – параметр, определяющий прочность узла. Таким образом, прочность узла зависит от его жесткости. Т.е., меняя жесткость системы, можно влиять на величину паразитных нагрузок\*. Отметим, что жесткость большинства металлургических машин существенно завышена [8]; устанавливая на них податливые УЭ, можно снизить суммарную жесткость узла и, соответственно, величину паразитной нагрузки.

Например, рольганги, изготавливаемые УЗТМ и рядом зарубежных фирм, не имеют амортизации роликов. Узлы таких рольгангов (в первую очередь подшипники роликов) испытывают вследствие повышенной жесткости большие динамические нагрузки. Из-за принципиального отказа от амортизации приходится увеличивать размеры роликов: диаметры шеек и номера подшипников. При этом такое решение не снимает существующей проблемы; стойкость подшипников остается чрезвычайно низкой.

Отметим и примеры альтернативного решения. Так, в рольгангах конструкции НКМЗ на каждом ролике установлено по два амортизатора (со стальными пружинами или резинометаллическими УЭ). Для станинных роликов предусмотрена установка четырех или восьми амортизаторов на каждый ролик. В этом случае (при правильном проектировании и монтаже) подшипники практически не разрушаются [38]. Снизить жесткость узла, генерирующего паразитные нагрузки, можно всегда, даже в случае, когда в данном узле нет места для установки амортизатора.

---

\* Для вариантов нагружения статической или инерционной силами это утверждение неверно.



При разработке амортизатора возникает вопрос – до какого уровня снижать исходную жесткость; какие по величине деформации можно допустить для упругой системы, и какими должны быть основные параметры амортизатора, чтобы обеспечить прочность всех деталей защищаемой машины, включая сам амортизатор? Решение этих вопросов начнем с уточнения таких понятий, как «буфер», «амортизатор», «демпфер», «упругий элемент», «упругая муфта» и т.д., объединяемых общим названием «амортизатор». Предлагается следующая классификация указанных приспособлений [39].

**Амортизатор** – устройство, позволяющее уменьшить уровень паразитных нагрузок, возникающих в упругой системе. Это общее определение, основанное на функциональном назначении устройства. В зависимости от типа воздействия на машину или узел, т.е. в зависимости от происхождения паразитной нагрузки, можно выделить несколько типов амортизаторов, в том числе:

**Буфер (буферное устройство)** – приспособление для «смягчения» ударов, т.е. для уменьшения динамических нагрузок при ударе. Буфер испытывает нагружение энергией. Характерной особенностью буфера является отсутствие статической нагрузки (постоянной составляющей нагрузки). Чаще всего буфер подвергается редким нагружениям – настолько редким, что за время между двумя соседними нагружениями образовавшееся в буфере тепло рассеивается в атмосферу. При этом буфер в процессе работы не нагревается настолько, чтобы этот нагрев надо было учитывать в расчетах. Основными характеристиками буфера являются:

- энергоемкость;
- максимальное усилие, соответствующее наибольшей энергоемкости;
- максимальная осадка.

**Компенсатор** – устройство, ограничивающее величины паразитных нагрузок, возникающих в узлах и деталях машин при воздействии на них деформацией. Для компенсаторов характерно наличие элементов малой жесткости, в том числе УЭ, пар трения, упругих шарниров и т.д. Примерами компенсаторов являются универсальные шпиндели прокатных станков, муфты «Перифлекс», зубчатые муфты и другие узлы, допускающие существенные относительные перемещения без возникновения опасных (по условию прочности) нагрузок. Так, компенсаторы, установленные в подвесках транспортных устройств, должны «сглаживать» неровности дороги, т.е. уменьшать динамические нагрузки, вызванные нагружением деформацией. Компенсирующие упругие муфты с полиуретановыми элементами (т.е. амор-

тизаторы крутильных колебаний) уменьшают паразитные нагрузки, связанные с несоосностью, перекосами и сдвигами. К основным параметрам компенсатора относятся:

- максимальная деформация;
- нагрузка, соответствующая максимальной деформации.

**Демпфер** – устройство для гашения (предотвращения появления) механических колебаний. Демпфер нагружается энергией колебательного характера. Главное свойство демпфера – наличие вязкого трения, рассеивающего энергию при колебаниях. Затухание колебаний происходит вследствие перехода части кинетической энергии в работу трения (без демпфирования она переходит в упругую потенциальную энергию деформированной системы). Рассеяние энергии в демпфере может происходить за счет внешнего трения или внутреннего трения в материале. Внешнее трение – величина нестабильная; вынужденно может применяться в дополнение к стальному УЭ. Внутреннее трение более стабильно. Достаточной величиной внутреннего трения обладают эластомеры (например, конструкционные полиуретаны). Для этих материалов рассеяние энергии за один цикл нагружения может составлять  $\psi = 50 \dots 60\%$ . В этом случае возникающие колебания быстро гасятся, эффективно предотвращая резонанс. В то же время, появляются и характерные проблемы, чаще всего связанные с отводом вырабатываемого подобным устройством тепла. Рассеяние энергии может происходить и при полном отсутствии УЭ, например, путем прокачки вязкой жидкости через калиброванные отверстия или путем экструзии эластомеров типа резин через калиброванные отверстия-фильтры. Основными характеристиками демпфера являются:

- максимальная работа сил вязкого трения;
- зависимость силы сопротивления от скорости.

Из предложенной классификации мы видим, что понятия «буфер», «компенсатор», «демпфер» рационально связывать не с особенностями конструкции того или иного устройства, а с качественной стороной паразитной нагрузки, уровень которой нужно понизить. Другими словами, при новой классификации можно встретить несколько типов буферов, совершенно различных по конструкции, и наоборот – можно найти буфер, амортизатор и демпфер с очень схожей конструктивной схемой.

При такой классификации могут существовать и промежуточные формы, объединяющие в себе свойства нескольких вариантов конструкций. Так, амортизаторы роликов рольгангов и станинных роликов, по сути, есть устройства, объединяющие в себе свойства как компенсаторов, так и буферов. С одной стороны, они, как компенсато-

ры, гасят ударные нагрузки, связанные с несовершенством установки роликов, деформацией раската; с другой стороны, они должны гасить ударные нагрузки при падении раската на ролик (если раскат выходит из валков загнутым вверх). При этом удары, приходящиеся на опоры роликов, не слишком часты, и в большинстве случаев разогрева УЭ (в особенности стальной пружины) не происходит, поэтому расчет на нагрев можно не выполнять. Такое нагружение амортизируется буфером.

Попытаемся проанализировать имеющиеся в металлургических машинах конструкции буферов, компенсаторов и демпферов.

Чаще всего буферы металлургических машин имеют УЭ в виде винтовых цилиндрических пружин. Такие буферы имеют малую энергоемкость (или большие габаритные размеры и вес при заданной энергоемкости). Кроме того, в таких буферах практически не происходит рассеяние энергии, так как материал пружин – пружинные стали 65Г; 70Г; 60С2; 55С2; 60С2ХФА и т.д. – обладает очень малым внутренним трением, а специального устройства, рассеивающего энергию, пружинные буферы металлургических машин, как правило, не имеют. В то же время, транспортные машины, например, локомотивы и железнодорожные вагоны, имеют в автосцепке амортизаторы, называемые поглощающими аппаратами и обладающие свойствами буфера и демпфера, причем самые распространенные из них – это поглощающие аппараты пружинного типа. Такие аппараты имеют специальное устройство, поглощающее энергию. При этом поглощаемая за один цикл нагружения энергия, как правило, в несколько раз превосходит энергию сжатой пружины.

Гораздо реже можно встретить буферы с пружинами других типов: коническими витыми с прямоугольным профилем, прорезными, кольцевыми, тарельчатыми. Последние (так называемые пружины Бельвиля) встречаются чаще других, и, прежде всего, потому, что обладают наибольшей энергоемкостью. Энергоемкость тарельчатых пружин при равных габаритных размерах превосходит энергоемкость самых распространенных цилиндрических винтовых пружин в 2...3 раза. Именно этим объясняется появление в некоторых узлах и, прежде всего, в буферах мостовых кранов, слитковозах, упорах рольгангов, печных амортизаторах (по сути, буферах) тарельчатых пружин вместо цилиндрических винтовых пружин.

В настоящее время тарельчатые пружины почти повсеместно вышли из употребления как силовые УЭ. Для этого есть несколько оснований. Прежде всего, нужно отметить, что тарельчатая пружина изготавливается из дорогой пружинной стали 60С2; 70С2; 60С2ХФА и

по довольно сложной технологии, включающей термообработку, поверхностный наклеп и заневоливание. Такая технология под силу только специализированному предприятию. Тарельчатые пружины дороги. Именно поэтому механическими службами металлургических комбинатов были предприняты попытки самостоятельного изготовления нужных тарельчатых пружин. При этом часто допускались нарушения технологии. Параметры пружин не отвечали ГОСТу, их энергоемкость была в два-три раза меньше стандартной; тем самым их преимущества были сведены на нет. К тому же монтаж узла (например, узла кранового буфера) с цилиндрической винтовой пружиной (одна пружина на узел) гораздо проще, чем узла с тарельчатыми пружинами (10...20 пружин на узел).

Еще одна причина редкого применения тарельчатых пружин в буферных устройствах современного исполнения связана с появлением энергоемких УЭ, изготавливаемых из эластомеров [40]. Этот вопрос будет рассмотрен отдельно в главе 6.

Наиболее распространенная конструкция компенсатора также содержит цилиндрические винтовые пружины (например, амортизаторы станинных роликов). Эти амортизаторы обладают теми же недостатками, что и буферные устройства с цилиндрическими винтовыми пружинами, т.е. низкой энергоемкостью и практически полным отсутствием рассеяния энергии. Пружины выходят из строя при соударении витков. Что касается пружин других типов, обладающих большой энергоемкостью, например, тарельчатых пружин, то, как и в случаях с буферными устройствами, они некоторое время применялись вместо цилиндрических винтовых пружин, но постепенно вышли из употребления [34, 41].

Все перечисленные устройства имеют УЭ и элементы рассеяния энергии, причем в функциональном плане они отличаются величиной рассеяния энергии за один цикл нагружения, которая изменяется от нуля до ста процентов [42]. Интересно отметить, что, применяя в качестве материала УЭ различные марки эластомеров, можно проектировать буферы, демпферы и амортизаторы по единой конструктивной схеме [8]. В этих конструкциях УЭ представляет собой моноблок плавных очертаний (без концентраторов напряжений), изготовленный из эластомера, выбранного по жесткости и внутреннему трению, и работающий на сжатие, сдвиг или кручение [43].

При рассмотрении различных видов воздействий на упругую систему и процесса превращения этих воздействий в нагрузки следует выделить одно очень важное обстоятельство. Уровень генерируемых нагрузок при заданном воздействии зависит от жесткости (или обрат-

ной ей величины – податливости) и энергоемкости упругой системы. Эти параметры (податливость и энергоемкость) представляют собой сумму параметров для всех деталей рассматриваемой системы. Таким образом, все без исключения детали упругой системы принимают участие в генерировании нагрузок. Но самое существенное влияние на их величину оказывают детали с *наибольшей* податливостью и энергоемкостью при допустимом уровне нагрузок. Такие детали можно назвать **активными**. Имеются в виду те детали, которые своими параметрами существенно влияют на генерируемые системой нагрузки. Этот термин будет встречаться и в дальнейшем.

### **Выводы**

Было бы неверным считать, что нагрузки, действующие на упругую систему, заданы. Очень часто они генерируются при участии самой системы и зависят от ее параметров: жесткости и энергоемкости. В связи с этим, меняя заданные параметры системы, можно влиять на величины генерируемых нагрузок. Таким образом можно амортизировать (снижать до безопасного уровня) паразитные нагрузки.

Прочность упругой системы, в которой действуют, кроме технологических, еще и паразитные нагрузки, зависит от ее жесткости и энергоемкости.

## РАСЧЕТ НАГРУЗОК В УЗЛАХ МАШИН

**П**ри проектировании машин всегда выполняют расчет нагрузок, действующих в их отдельных звеньях. Этим самым проверяется применимость принятых технологий к возможностям оборудования, производится выбор параметров привода машины, оценка прочности и долговечности отдельных деталей машины [44].

Очень часто рассчитывают только технологические (полезные) нагрузки, остальные учитывают различными коэффициентами или вводят большие запасы прочности. Подобная практика (применяемая очень часто в металлургическом машиностроении) может привести к серьезным ошибкам, в особенности в конструкциях и расчетах, основанных на прочностных оценках. Ниже на примерах некоторых металлургических машин рассматриваются подходы к определению полезных (технологических) и вредных (паразитных) нагрузок, возникающих в машинах. Рассмотрены и вопросы о распределении нагрузок между отдельными частями и деталями машин, а также возможность изменения расчетных схем, связанная с деформацией и износом этих деталей [2].

### 3.1. Расчет технологических нагрузок

Расчет технологических нагрузок ведется по простым формулам для составленной расчетной схемы (или математической модели). При этом все неучтенные факторы группируются в коэффициенты запаса прочности, или «коэффициенты незнания». Если эти факторы нужны для расчетов на прочность, то принимаются коэффициенты запаса  $\geq 5$ , что сильно завышает размеры и массу проектируемых деталей и узлов. Кроме того, подобный подход не гарантирует прочности детали, ибо встречаются такие машины, для которых паразитные нагрузки имеют очень высокий уровень и характер, отличающийся от характера технологических нагрузок. В этом случае не спасают даже очень высокие запасы прочности. В то же время, завышенная масса приведет к увеличению динамических (по сути, неучтенных паразитных) нагрузок – в особенности для случая, когда они являются следствием воздействия на машину (упругую систему) ускорением, деформацией или энергией. Эти типы воздействия практически полностью охватывают все возможные варианты происхождения паразитных нагрузок.

Излишние запасы прочности в подавляющем большинстве случаев играют отрицательную роль, существенно увеличивая долю паразитных нагрузок. Приведем в качестве примера вариант определения крутящего момента в прокатном стане по усилию прокатки [45]. Крутящий момент на одном валке предлагается определять по формуле:

$$M_{np} = P\psi\sqrt{R \cdot \Delta h}. \quad (3.1)$$

В этой формуле  $P = p_{cp} \cdot l_d \cdot b$ , (3.2)

поэтому можно записать также:

$$M_{np} = p_{cp} \cdot \psi_M \cdot b \cdot R \cdot \Delta h. \quad (3.3)$$

Здесь  $M_{np}$  – крутящий момент на одном прокатном валке, кНм;

$P$  – сила прокатки, кН;

$p_{cp}$  – среднее давление в очаге деформации, МПа;

$b$  – ширина прокатываемой заготовки, м;

$\psi_M$  – коэффициент плеча момента, величина безразмерная:

$$\psi_M = \frac{a}{l_d} \quad (3.4)$$

$a$  – плечо силы прокатки  $P$ , создающей момент  $M_{np}$ , м;

$l_d$  – длина дуги захвата, м;

$R$  – радиус прокатного валка, м;

$\Delta h$  – величина обжатия при прокатке, м.

Более подробное рассмотрение этого вопроса связано с уточнением величины  $\psi_M$ . При этом учитываются величины сплющивания валков, натяжения, подпора и т.д. Все эти подробности преследуют цель уточнить значение  $M_{np}$  как величины, постоянной для данного процесса. Между тем, нарастание  $M_{np}$  в процессе захвата интересно не только тем, что  $M_{np}$  нарастает от нуля до конечного значения, определяемого формулами (3.1) и (3.3), но и тем, что в образовании величины  $M_{np}$  принимают участие не только силы  $P$  (силы вертикального направления), но и горизонтальные силы. При этом момент  $M_{np}$  существенно меняется по величине и приобретает колебательный характер; последнее решающим образом влияет на прочность машины и ее дета-

лей. В этой ситуации уточнить прочностные оценки путем введения коэффициента запаса прочности, равного 5, невозможно. Такой подход скорее может навредить, чем помочь [46].

Еще один пример относится к практике эксплуатации грузо-подъемного оборудования и оснастки. Стальные стропы проектируют по очень простой схеме. Их рассчитывают на растяжение. При этом за рамками расчетной схемы остаются не только особенности геометрии стропа, которые в научных работах и в общепринятых стандартных схемах учитываются различными коэффициентами, но и некоторые особенности появления нагрузок паразитного характера, которые коэффициентами не учитываются или учитываются принципиально неверно.

Появление полимерных стропов очень ярко высветило проблему прочности подобной оснастки. Полимерные стропы оказались гораздо более податливыми и энергоемкими, чем стальные. Это качество имеет существенный положительный выход – такие стропы являются (в отличие от жестких стальных) хорошими амортизаторами динамических паразитных нагрузок [47]. Не секрет, что состояние крановых путей и колес оставляет желать лучшего. Поэтому движение крана вызывает появление динамических нагрузок колебательного характера. При наличии полимерных стропов эти нагрузки амортизируются, а колебания демпфируются, т.к. полимеры обладают большим внутренним трением.

Рекомендуемый коэффициент запаса прочности для полимерных стропов  $n_n = 7,0$  (в то время как для стальных стропов он составляет  $n_c = 5,0$ ). Это приводит не только к более прочным стропам, но и к большим динамическим нагрузкам, которые фактически снижают функциональную прочность всех деталей и узлов крана, причем, чем большим будет запас прочности для стропов, тем ниже будет фактическая прочность всего крана. И наоборот – снижение коэффициента запаса прочности до  $n_n = 3 \dots 4$  существенно повысит энергоемкость стропов и всей машины. Следовательно, будет повышена ее фактическая прочность. К тому же, для различных полимеров (различных прежде всего по жесткости и энергоемкости) должны быть установлены и различные коэффициенты запаса прочности.

Упомянутую только что фактическую прочность можно было бы назвать *функциональной прочностью*, так как она определяет возможность машины нормально функционировать. Она же определяет и долговечность машины или ее детали. В главе 4 будут рассмотрены особенности функциональной прочности по сравнению с традиционным понятием «прочность».



Еще один пример относится к пилигримовым станам. За каждый оборот валков гильза вместе с подвижными массами подающего аппарата разгоняется, поворачивается на  $120^\circ$  и тормозится в специальной камере-буксе (гидроторможение). Иногда это торможение заканчивается ударом подвижных масс в крышку буксы, при этом чаще всего разрушаются болты, крепящие крышку к буксе [22]. Поскольку возникающие в болтах напряжения зависят от очень многих факторов, то достоверно их подсчитать трудно. Однако разрушение болтов говорит об имеющемся перегрузе, поэтому возникает впечатление, что требуемый запас прочности в болтах не обеспечен, и их надо упрочнить. При этом имеется несколько вариантов упрочнения [48].

Вариант первый – увеличить размер болта с учетом того, что его прочность на разрыв пропорциональна площади поперечного сечения. Если мы хотим повысить прочность в два раза, то и площадь увеличим в два раза. В таких рассуждениях заложена одна качественная ошибка. Все было бы верно, если бы нагрузка прилагалась статически в виде силы, не зависящей от параметров воспринимающей эту нагрузку системы. На самом деле в рассматриваемом случае на упругую систему (буксу, крышку, болты крепления) действует нагрузка динамического характера, которая генерируется в упругой системе при воздействии на нее энергией соударения. Эта нагрузка зависит от жесткости упругой системы, которую мы увеличиваем, упрочняя болты описанным выше образом. Большей жесткости будет соответствовать и большая нагрузка. Следовательно, описанный способ упрочнения болтов малоэффективен, даже если в новом варианте запас прочности болтов несколько повысится. Для остальных деталей упругой системы (размеры и материал которых остаются неизменными) фактические запасы прочности снизятся из-за возросшей динамической нагрузки. Теперь поломка может произойти в другом месте, т.е. усиление одной детали делает более слабыми другие детали. К сожалению, подобные варианты «усилений» нередко встречаются на практике.

Вариант второй – усилить болт (не меняя его размеров) за счет выбора для него другого (более прочного) материала. При этом под другим материалом подразумевается, конечно, другая, более прочная сталь. Для более прочной стали характеристика жесткости (модуль продольной упругости  $E$ ) остается практически неизменной, допустимая деформация увеличивается, энергоемкость также увеличивается. Следствием такой модернизации будет даже некоторое снижение динамических нагрузок в упругой системе и, конечно, повышение прочности болтов. Таким образом, второй вариант упрочнения для данной конструкции предпочтительнее первого.

Следует отметить еще одну особенность изменения прочности при воздействии на упругую систему энергией или деформацией. Генерируемые при таком воздействии нагрузки, как правило, не осуществляют полезной функции, и поэтому могут быть снижены без ущерба для выполняемой технологии.

Вариант третий. В нашем примере повысить прочность (фактический запас прочности) болтов крепления крышки можно, не меняя размеров и материала болтов. Для этого можно амортизировать возникающие динамические нагрузки, установив в упругой системе энергоемкий УЭ, который будет снижать паразитные нагрузки во всех деталях (в том числе и в болтах) упругой системы [49].

Приведенные примеры показывают, что расчеты на прочность деталей металлургических машин нельзя сводить к расчету на технологические нагрузки и последующему умножению этой нагрузки на коэффициент запаса прочности, равный 5 или 10. Проблема не в числе 5, а в качественном различии технологических и паразитных нагрузок. Излишний запас прочности у одних деталей может фактически ослабить другие детали.

### 3.2. Расчет паразитных нагрузок

Паразитные нагрузки рассчитать гораздо сложнее, чем технологические. Причины могут быть различными. Прежде всего, имеется несовпадение по времени действия технологических и паразитных нагрузок. Как правило, паразитные нагрузки имеют малую продолжительность действия (иногда сотые доли секунды); при этом они практически не влияют на токовые нагрузки и мощность приводных двигателей. По этой причине их трудно выявить. Подобные нагрузки можно обнаружить путем осциллографирования общих нагрузок, и потом из полученных осциллограмм выделить расчетным путем полезные нагрузки, а оставшиеся классифицировать как паразитные [49].

Рассмотрим один из примеров – транспортировку раската по рольгангу прокатного стана. Если раскат имеет идеальную форму (например, плоский лист), и ролики рольганга идеально выставлены (все на одном уровне), то так же идеально будут распределены усилия между роликами, и при этом нагрузки будут совпадать с технологическими. На самом деле процесс транспортировки раската имеет много отклонений от идеального. Возьмем только один случай – неплоскостность раската. Передний конец раската может быть загнут. Если он загнут вниз, то при движении этот конец будет наносить удары по очередному ролику рольганга. При этом возникают пиковые нагрузки ма-

лой продолжительности. Такие нагрузки фиксируются не только на осциллограммах; результат их действия всегда обнаруживается в виде повреждений подшипников, посадочных мест подушек и других деталей. Эти повреждения указывают на большую разницу между фактическими и рассчитанными технологическими нагрузками.

Вторым примером могут быть нагрузки в приводах непрерывных широкополосных станов горячей прокатки. На рисунках 3.1 и 3.2 показаны осциллограммы момента сил упругости и силы прокатки в черновой клети №2 НШС-1700 ММК им. Ильича. Характер изменения этих параметров во времени различен. Момент носит колебательный характер, колебания постепенно затухают, и через 0,8...1,0 с от начала захвата значение момента стабилизируется на величине  $M_{\text{техн}}$  (это величина расчетного технологического момента). Сила прокатки нарастает плавно, без колебаний, в соответствии с имеющимися расчетными зависимостями. Так же по расчетам должен изменяться и момент прокатки. Разница между фактическим значением момента и его технологической величиной (почти двукратная) образовалась из-за наличия в клети паразитных нагрузок [46]. Причем эти нагрузки имеют горизонтальное направление (иначе их можно было бы обнаружить на рис. 3.2).

Из двух приведенных осциллограмм и имеющихся формул, устанавливающих связь силы и момента прокатки на основе геометрических параметров прокатки, можно определить и величину горизонтальной силы, которая должна быть приложена к валкам, чтобы, действуя совместно с силой, изображенной на рис. 3.2, дать в главной линии момент, изображенный на рис. 3.1. Горизонтальная сила в зависимости от времени показана на рис. 3.3.

Влияние горизонтальных сил крайне негативно сказывается на долговечности оборудования прокатных станов. Прежде всего, это приводит к «разбиванию» подушек и защитных планок. Стальные защитные планки не защищают поверхность подушек от повреждений; причем все предпринимаемые для этого меры, включая многослойные защитные планки, не дают желаемого результата. Со временем повреждаются и подушки опорных валков, и лицевые наделки, и станины, т.е. те детали и узлы, которые очень трудно ремонтировать. Убытки, связанные с трудоемким восстановлением станин и подушек, составляют миллионы гривен.

С другой стороны, горизонтальные силы колебательного характера передаются и в главную линию. Момент при захвате увеличивается в 2...4 раза (см. раздел 5.3). Колебательный характер момента снижает усталостную прочность деталей главной линии – универсаль-

ных шпинделей, деталей зубчатых соединений, муфт, подшипников. Поломки валков в клетях, разрушение шпинделей и муфт в значительной степени зависят от состояния главной линии. Увеличенные зазоры между деталями главной линии и рабочей клетки, как и повышенная скорость захвата, способствуют увеличению горизонтальных сил и, в конечном счете, аварийности.

Появление горизонтальных сил при захвате раската валками связано с геометрией захвата, скоростью валков и энергосиловыми параметрами. Исходя из этих данных, может быть найдена горизонтальная сила, действующая на рабочие валки в идеальных условиях. Если между подушкой валка и опорной поверхностью станины или подушки опорного валка имеется зазор, то возникающая на валке горизонтальная сила расходуется на разгон рабочего валка с подушками в пределах имеющегося зазора. После разгона и выборки зазора происходит столкновение с опорной поверхностью. Возникает жесткий удар. При этом генерируется сила, которая существенно больше начальной горизонтальной силы. Уменьшить эту силу можно только путем амортизации, а именно установкой специальных активных устройств в клетки и главной линии.

Этот пример показывает, что наличие осциллограмм фактических нагрузок позволяет выделить паразитные нагрузки, чтобы изучить их происхождение, и в случае существенного влияния на прочность и долговечность деталей попытаться снизить эти нагрузки. Осциллограммы фактических нагрузок приведены ниже, в главе 5. Там же излагаются и выводы о некоторых паразитных нагрузках и способах их снижения; в главе 6 излагаются методы амортизации паразитных нагрузок.

Иногда паразитные нагрузки возникают при полном отсутствии нагрузок технологических. В прокатных станах к таким нагрузкам относится момент холостого хода, необходимый для вращения валков прокатных станов при отсутствии прокатки. Эта нагрузка связана с наличием сил трения и необходимостью их преодоления. Впрочем, подобные нагрузки невелики, на прочность деталей почти не влияют (они составляют около 5% от номинальных нагрузок). Вследствие длительности действия (практически постоянно) подобные нагрузки влияют на расход электроэнергии, и в этом плане должны учитываться.

Еще один характерный пример относится к прокатке бесшовных труб на пилигримовых станах. При затравке гильзы прокатки, по существу, еще нет, а асинхронизм между подающим аппаратом и валками стана есть [19]. Как правило, аппарат отстает (запаздывает) по

отношению к валкам. При высокой степени асинхронизма гильза наносит удары в закрытый калибр валков. Клеть и главная линия стана испытывают жесткие удары. Эти удары могут превосходить величины технологических нагрузок; нередко они приводят к разрушениям валков, брехшпинделей, трефовых муфт и других слабых деталей. Наличие подобных нагрузок паразитного происхождения не вызывает сомнений. Такие нагрузки приблизительно могут быть рассчитаны. Эти расчеты должны быть основаны на балансе энергий. Одна из них – это энергия соударения, т.е. кинетическая энергия подвижных масс подающего аппарата:

$$T = \frac{mV^2}{2}, \quad (3.5)$$

где  $T$  – кинетическая энергия подвижных масс подающего аппарата;  
 $m$  – масса движущихся частей аппарата;  
 $V$  – скорость соударения подвижных масс с клетью.

Эта энергия должна восприниматься упругой системой прокатного стана «клеть – главная линия». При ударе деформируются (изгибаются) рабочие валки и станины рабочей клетки; кроме того, рабочие валки поворачиваются на некоторый угол упругого закручивания  $\varphi_y$ . Т.е. система получает упругую деформацию  $\delta_y$ :

$$\delta_y = \delta_y^e + \delta_y^c + \delta_y^\varphi, \quad (3.6)$$

где  $\delta_y$  – суммарная упругая деформация системы, воспринимающей удар;

$\delta_y^e$  – прогиб валков в месте нанесения удара;

$\delta_y^c$  – упругая деформация станины, приведенная к месту удара;

$\delta_y^\varphi$  – упругое перемещение точки приложения удара от закручивания главной линии при ударе.

При известных параметрах воспринимающей удар упругой системы может быть построена ее рабочая характеристика, т.е. график функции:

$$P_\delta = f(\delta), \quad (3.7)$$

где  $P_\delta$  – текущее значение силы при деформации системы, равной  $\delta$ ;

$\delta$  – текущее значение перемещения точки приложения силы  $P_\delta$  в направлении этой силы.

При отсутствии повреждений деталей график  $P_\delta = f(\delta)$  будет наверняка прямолинейным. На этом графике можно найти и энергию упругой деформации:

$$U = \frac{1}{2} \cdot P_\delta \cdot \delta = \frac{1}{2} \cdot f(\delta) \cdot \delta \quad (3.8)$$

Исходную энергию  $T$  нужно приравнять к энергии  $U$ :

$$\frac{mV^2}{2} = \frac{1}{2} f(\delta) \delta \quad (3.9)$$

$$mV^2 = f(\delta) \delta \quad (3.10)$$

Единственной неизвестной величиной здесь является величина  $\delta$ , найдя которую, можно определить и  $P_\delta$ , т.е. найти требуемые параметры объекта; затем находится  $f(\delta)$ , т.е. сила  $P$ , и производится проверка на прочность. В случае недостаточной прочности нужно изменить рабочую характеристику, поместив в упругую систему буферное устройство, увеличивающее энергоемкость системы (равную площади ее рабочей характеристики).

Этот пример можно проиллюстрировать рисунками 3.4, а, б, на которых изображена в виде площади энергия столкновения (рис. 3.4, а) и рабочая характеристика упругой системы (рис. 3.4, б). Рабочая характеристика упругой системы имеет (в данном примере) три участка. Участок 1 имеет малую жесткость; наиболее вероятно, что это характеристика буфера, установленного в упругой системе. Участок 2 более жесткий; вероятно, это характеристика рабочей клетки с валками и закручиваемой главной линией. Участок 3 изображает появление в упругой (точнее, в бывшей упругой) системе остаточных деформаций, т.е. изображает начавшееся разрушение. Правильный выбор системы амортизации паразитных ударных нагрузок заключается в том, чтобы создать рабочую характеристику, работающую участком 1, при необходимости расширив его за счет установки дополнительного активного устройства.

Последний пример, который мы рассмотрим в данном разделе, касается компенсаторов, т.е. таких амортизаторов, которые допускают нужные перемещения звеньев при умеренных (допустимых) нагрузках.

В рабочих клетях прокатных станов установлены нажимные устройства. Их исполнительные механизмы – нажимные винты и гайки. Нажимные винты, вращаясь в неподвижных гайках, смещаются в осевом направлении, поднимая или опуская верхний валок. Между нажимным винтом и подушкой валка установлена шарнирная шаровая опора, которая по принципу действия является типичным компенсатором, предназначенным избавить нажимной винт от опасных внецентренных нагрузок, приводящих к его изгибу и, возможно, поломке от изгибающих напряжений. Компенсатор состоит из двух деталей, контактирующих по шаровой поверхности. На эти поверхности поступает жидкая смазка (рис. 3.5).

Подобные устройства работают на многих прокатных станах, но не всегда удовлетворительно. Так, на толстолистовом стане 3000 ММК им. Ильича подобные шарниры не выполняют своей основной функции. На этом стане сила прокатки достигает величины  $(60...70) \cdot 10^3$  кН, т.е. около  $35 \cdot 10^3$  кН на один шарнир. Диаметр этого шарнира почти достигает 1 м. Даже при наличии смазки момент трения в шарнире может составить около  $M_T = 5...7$  кНм. Такой момент представляет опасность не только для винта, но и для гайки и ее обоймы.

Основной недостаток конструкции – ее рабочая характеристика, показанная на рис. 3.7, а. Видно, что момент трения в шарнире практически не зависит от угла поворота. Поэтому при самых малых углах, составляющих десятые доли градуса, требуется полный момент трения для поворота. К тому же для трения скольжения коэффициент трения при трогании (срыве контакта) существенно больше, чем при относительном движении контактирующих тел.

Может ли быть создан компенсатор с более подходящими характеристиками? Такой компенсатор должен быть основан на других принципах – например, он может представлять собой упругий шарнир, показанный на рис. 3.6. Компенсатор имеет упругий элемент 1, помещенный в корпус 2 и сжимаемый плунжером 3. Такой компенсатор имеет линейную рабочую характеристику  $M_2 = f_2(\varphi)$  (рис. 3.7, б). Видно, что при малых углах поворота  $\varphi$  он более выгоден, чем сферический шарнир, поскольку для этого устройства малым углам поворота соответствуют малые изгибающие моменты. Этот компенсатор может с успехом использоваться при углах поворота, не превышающих  $\varphi^* = 3^\circ$ . Подобные компенсаторы могут устанавливаться не только под нажимные винты, но и в качестве опор нижних прокатных валков, ролликов роллангов и некоторых других устройств.

### 3.3. Распределение нагрузок и напряжений

Распределение нагрузок между отдельными деталями машин важно, прежде всего, с точки зрения прочности этих деталей. Нужно признать, что большинство деталей машин изготовлено из сталей или других металлических сплавов, которые относятся к очень жестким материалам. Когда из таких материалов изготавливают узлы, представляющие собой статически неопределимые системы, то получают такие упругие системы, которые чрезвычайно чувствительны к геометрическим несовершенствам: отклонениям от проектных размеров, зазорам (исходным и образовавшимся в результате износа). Такие системы требуют особой точности изготовления. Примером могут служить подшипники качения, тела качения которых в зависимости от исходных значений нагружены по-разному, причем эта разница может быть весьма существенной. Тела качения подшипников не могут в принципе нагружаться равномерно. Чтобы эта неравномерность не стала причиной разрушения, вводят очень жесткие допуски на отклонения размеров, которые, конечно, удорожают данный подшипник и не решают полностью задачу равномерного распределения, т.к. отклонения в размерах не могут быть существенно меньше возникающих деформаций. Именно по этой причине детали подшипников изготавливают из особо прочных сталей. Это позволяет им не только выдерживать большие нагрузки, но и в связи с большими упругими деформациями деталей улучшить исходное распределение нагрузок.

Практика работы подшипниковых узлов металлургических машин изобилует примерами низкой стойкости этих узлов, в особенности при высоком уровне паразитных нагрузок. В качестве примера можно рассмотреть упорный подшипник, установленный в нажимном устройстве рабочей клетки стана 3000 ММК им. Ильича. Подшипник установлен между нажимным винтом и подушкой верхнего опорного вала. Первоначальная конструкция подшипника – однорядный с коническими роликами. В период вращения (пауза между пропусками) подшипник нагружен силой в несколько сотен кН (сила переуравновешивания верхнего опорного вала). В момент прокатки подшипник не вращается, но воспринимает силу, доходящую до  $P^* = 30...35$  МН. При такой силе тела качения (по крайней мере, наиболее нагруженные из них) пластически деформируются и затем (уже при меньшей нагрузке) раскатываются с изменением формы. Стойкость подобных подшипников была чрезвычайно низкой (порядка одного месяца работы). После модернизации этого подшипника он стал упорным подшипником с цилиндрическими телами качения. На одном подшипнике



установлено 22 коротких цилиндрических ролика диаметром  $d = 110$  мм. Эти ролики установлены между двумя плоскими опорными плитами в сепараторах, удерживающих ролики в нужном месте. Каждые два месяца проходит рассмотрение и измерение тел качения, выбраковка дефектных тел качения и замена их новыми телами-роликами. Тем не менее, примерно один раз в 12...14 месяцев происходит массовое разрушение роликов и выход из строя подшипника с последующей его заменой.

В подобных конструкциях радикальным решением может быть изменение схемы устройства, например, переход от подшипника качения к подшипнику скольжения. При этом контактные напряжения должны уменьшиться на порядок; соответственно возрастет и долговечность подшипника.

Еще один характерный пример, также связанный с контактными напряжениями, относится к подушкам и станинам рабочих клетей прокатных станов. Вследствие действия паразитных нагрузок горизонтального направления, возникающих при захватах раската валками, подушки и станины «разбиваются» при их ударном взаимодействии. Характер приложения нагрузок таков, что подушка (в пределах существующего зазора) не только движется горизонтально, но и поворачивается относительно оси вала. Поэтому первый удар подушки о станину наносится углом подушки, затем вторым углом, и так несколько раз с постепенным затуханием силы удара.

Поскольку сила удара достигает нескольких тысяч кН, а площадь взаимодействия соударяющихся деталей очень мала, то места контакта пластически деформируются. Восстановление первоначальных плоских поверхностей является трудоемкой и дорогостоящей операцией, поэтому попытки защитить поверхности подушек и станин предпринимались неоднократно. Для этого были предложены лицевые планки и наделки. Они должны были принять удар на себя. Многолетняя практика эксплуатации подобных защитных планок показала, что эффективность этих устройств невелика. Жесткость воспринимающих удар упругих систем практически осталась неизменной. По той же причине неизменными остались и нагрузки, воспринимаемые подушками и станинами. Поэтому в настоящее время «разбиваются» и защитные планки, и защищаемые ими подушки и станины. Усложнение защитных планок (например, изготовление их многослойными с различной твердостью слоев) практически не принесло ощутимых результатов. Более дорогие многослойные планки имеют большую стойкость, а защищаемые ими подушки «разбиваются», как и прежде.

Есть ли выход из данной ситуации? Безусловно, есть. Если для сменных деталей (планок и наделок) применить более податливый и энергоемкий материал, то можно снизить за счет амортизации динамические нагрузки и получить лучшее (более равномерное) распределение напряжений при ударе. Некоторый опыт эксплуатации подобных устройств уже имеется на листовых прокатных станах. Так, в чистовой группе клетей (клетки №№ 8, 9, 10) НШС-1700 ММК им. Ильича фирмой Klessim были установлены на подушках рабочих и опорных валков полиэтиленовые планки толщиной  $\delta = 20$  мм взамен стальных. Стойкость этих планок, по крайней мере, в 2 раза превысила стойкость стальных планок, при этом подушки остались неповрежденными. Результат объясняется двумя причинами:

1. Нагрузки на подушке снизились в связи с амортизирующими способностями новых планок.
2. Распределение нагрузок на планки и, соответственно, подушки, стало более равномерным, что объясняется их малой жесткостью по сравнению со стальными планками.

На ОАО «ММК им. Ильича» проходят в настоящее время промышленное опробование полиэтиленовые планки Klessim, которые установлены также и в черновой группе клетей НШС-1700. Кроме того, в 2007 г. успешно прошли промышленное опробование разработанные сотрудниками кафедры «Сопротивление материалов» ПГТУ полиуретановые планки для подушек рабочих клетей стана 3000. Эти планки (один комплект из 8 шт.) отработали 5 месяцев без замечаний на чистовой клети; повреждений подушек не наблюдалось. В настоящее время готовится промышленное опробование еще трех комплектов полиуретановых планок (24 шт.) на чистовой клети и одного комплекта из 8 планок на черновой клети.

Поскольку полиуретан является наиболее энергоемким материалом в классе эластомеров, то можно ожидать и снижения ударных нагрузок, и более равномерного распределения напряжений, действующих на планки и подушки. В перспективе именно такой подход позволит решить проблему «разбивания» станин и устранить необходимость трудоемкого и дорогостоящего восстановления проемов станин.

Еще одним примером может служить распределение усилий и напряжений между витками гайки и винта в резьбовом соединении. Особенно важным это является для гайки нажимного винта прокатного стана. Неравномерное распределение усилий приводит к перегрузу и повышенному износу витков. Связано оно с жесткостью соприкасающихся упругих тел. Если соотношения жесткостей материалов гайки и

винта изменить (увеличить их разницу), то распределение улучшится. Например, гайка может быть выполнена из полимерного низкомолекулярного материала (полиамида). При этом ее можно будет выполнить более высокой и самосмазывающейся.

Распределение напряжений может изменяться в процессе работы, причем речь идет не только о «приработке» трущихся поверхностей. При пластической деформации нагруженной детали напряжения в ней перераспределяются в лучшую сторону. Они становятся более равномерными, что, конечно, повышает несущую способность детали. В разделе 4.2 будут рассмотрены примеры определения предельного крутящего момента для некруглого вала, изготовленного из пластичного материала. При этом отмечается, что прочность вала, изготовленного из пластичного материала, может быть существенно большей, чем прочность вала из более прочного, но менее пластичного материала. Особенно четко это проявляется для валов (и других объектов), у которых первоначальное распределение напряжений было неравномерным, т.е. для объектов с высоким уровнем концентрации напряжений.

### **Выводы**

Анализ происхождения нагрузок позволяет оценить качество машины, разделить технологические и паразитные нагрузки, выявить возможности устранения паразитных нагрузок. Распределение сил и напряжений влияет на величину предельной разрушающей нагрузки. Чем равномернее распределены напряжения в данной детали, тем она фактически прочнее. Деталь, изготовленная из пластичного материала, в итоге может оказаться прочнее, чем деталь из более прочного материала. Все вышеизложенное требует уточнения и конкретизации самого понятия «прочность», что и будет сделано в главе 4.

## РАСЧЕТ ПРЕДЕЛЬНЫХ НАГРУЗОК

**В**ыше рассматривались вопросы, связанные с видами нагрузок, действующих в узлах машин, причинами их появления, уровнем возникающих нагрузок и способами их определения. Зная величины и характер изменения нагрузок, действующих в машинах, можно ставить вопрос о прочности этих машин или их отдельных узлов. Для этого нужно знать не только фактически действующие нагрузки (как технологического, так и паразитного происхождения), но и предельно допустимые нагрузки для отдельных деталей машин. Последние можно найти или назначить как часть разрушающих нагрузок, т.е. тех, которые приводят к выходу детали из строя. Эти нагрузки можно определять различными способами, в том числе расчетным путем или экспериментально. Весьма часто определение разрушающей нагрузки представляет собой сложную задачу; иногда эта задача имеет несколько решений, зависящих от исходного определения прочности.

Поэтому любой прочностной анализ нужно выполнять после формулировки понятия «прочность». Ниже предпринята такая попытка.

### 4.1. Прочность детали

С понятием «прочность» (точнее, с термином «прочность») мы встречаемся очень часто, как в повседневной практике, так и в технической литературе. Тем не менее, это понятие требует уточнения, ибо под прочностью нередко понимают совершенно разные свойства тел или материалов. Ясно, что без четкого определения понятия прочности нельзя анализировать варианты повышения прочности или определения оптимальной прочности. Уточнению подлежат и объекты прочности. Начнем с известных и наиболее устоявшихся определений прочности (можно сказать, с классических определений).

#### Определение 1 [50].

*«Прочность твердых тел, в широком смысле – свойство твердых тел сопротивляться разрушению (разделению на части), а также необратимому изменению формы (пластической деформации) под действием внешних нагрузок. В узком смысле – сопротивление разрушению. В зависимости от материала, вида напряженного состояния (растяжение, сжатие, изгиб и др.) и условий эксплуатации (температура, время действия нагрузки и др.) в технике приняты*

*различные меры прочности (предел текучести, временное сопротивление, предел усталости и др.)».*

Данное определение на первый взгляд кажется хотя и несколько громоздким, но зато исчерпывающим. Однако это вовсе не так. Оставив в стороне вопрос о применяемых терминах и их соответствии современным стандартам, рассмотрим это определение по существу. Прежде всего, попытаемся разобраться в том, что является *объектом* понятия «прочность»: материал, деталь, машина, сооружение – другими словами, прежде всего, хотелось бы знать, о прочности *чего* идет речь?

Для характеристики прочности материалов существуют общепринятые (и стандартизованные) меры прочности в виде набора предельных напряжений. Прочность деталей есть понятие более сложное и менее определенное. Именно это понятие должно анализироваться и уточняться. Первая фраза приведенного выше определения начинается со слов «Прочность твердых тел...». Значит, речь пойдет далее о прочности тел, то есть деталей, сооружений – объектов, которые характеризуются как геометрией (формой, размерами), так и материалом. В дальнейшем сказано, что в технике приняты различные меры прочности (прочности чего?), и далее перечисляются предельные напряжения, являющиеся общепринятыми характеристиками прочности *материалов*. В последней фразе после слова «прочность» нет объекта, и это не случайно, ибо между первой и последней фразой объект изменился, он стал *материалом*. Заметим, что и условия эксплуатации, и напряженное состояние влияют на выбор для оценки прочности (чего?) одного из предельных напряжений, и только.

Отождествление понятий «прочность детали» и «прочность материала детали» встречается довольно часто в технической литературе и расчетной практике. Такой подход полностью соответствует расчету на прочность по допускаемым напряжениям, которые пропорциональны перечисленным выше предельным напряжениям. Этот расчет стал классическим, и ему уделяется основное внимание в курсе «Сопротивление материалов». Тому есть свои причины. Прежде всего, это удобство понятия «напряжение», которое позволило обобщить на основе теории напряженного состояния (также ставшей классической) и критериев прочности подход к различным объектам расчета. Во всяком случае, в настоящее время на основе точных и приближенных методов теории упругости можно определить с требуемой точностью характер напряженного состояния исследуемой детали, а значит, и оценить ее прочность по допускаемым напряжениям. Этот метод пригоден и для проектировочных расчетов. Он позволяет выбрать размеры

объекта (детали) таким образом, чтобы заданные нагрузки были меньше разрушающих.

В то же время, в большинстве случаев, пользуясь этим методом, нельзя вычислить разрушающие нагрузки и связанные с ними фактические запасы прочности. Между тем, как отмечалось выше, именно эти характеристики являются совершенно необходимыми для создания эффективных систем защиты от поломок и повышения надежности работы машин металлургического производства.

Продemonстрируем ограниченность расчета по допускаемым напряжениям на простейших примерах применения формул курса «Сопротивление материалов». Запишем несколько условий прочности (при растяжении-сжатии, изгибе и кручении):

$$\left. \begin{aligned} [N] &\leq F \cdot \sigma \\ [M_u] &\leq W_u \cdot \sigma \\ [M_\kappa] &\leq W_p \cdot \tau \end{aligned} \right\} \quad (4.1)$$

Здесь  $[N]$ ,  $[M_u]$ ,  $[M_\kappa]$  представляют собой допускаемые внутренние силовые факторы, пропорциональные допускаемым внешним нагрузкам (эти нагрузки легко получить, имея схему нагружения бруса).

Все эти формулы верны и эффективно могут применяться в рамках закона Гука (для объекта в целом). Между тем, существуют и нелинейные системы (хотя их количество невелико по сравнению с линейными). Это могут быть тарельчатые пружины с определенными геометрическими параметрами, брусья, испытывающие продольно-поперечный изгиб, и т.д. Но главное, что нелинейность может возникнуть в любом объекте в процессе нагружения (в особенности в стадии, предшествующей разрушению).

Обратимся еще раз к формулам (4.1) и зададимся целью определить предельные (разрушающие) нагрузки по этим формулам, заменив допускаемые напряжения предельными, т.е. записав эти формулы в виде:

$$\left. \begin{aligned} N^* &= F \cdot \sigma^* \\ M_u^* &= W_u \cdot \sigma^* \\ M_\kappa^* &= W_p \cdot \tau^* \end{aligned} \right\}, \quad (4.2)$$

где параметры со звездочками представляют собой предельные параметры для сил и напряжений.

Из формул (4.2) видно, что нагрузки пропорциональны напряжениям, причем в качестве коэффициентов пропорциональности фигурируют так называемые геометрические характеристики поперечных сечений. Предполагается, что задача разделена на две части: а) определение геометрической характеристики (зависящей только от размеров и формы), и б) определение напряжения – допускаемого или предельного (зависящего только от механических свойств). Причем по умолчанию предполагается, что эти характеристики независимы друг от друга. Между тем, в большинстве случаев это не так.

Дело в том, что все геометрические характеристики, входящие в формулы для определения напряжений типа формул (4.1), по своей сути представляют собой *функции распределения напряжений* при данном варианте нагружения. Их можно считать постоянными (при этом силы будут пропорциональны напряжениям) только в случае, когда вплоть до разрушения не меняется *закон распределения напряжений*. Такие случаи действительно встречаются, однако не очень часто. Скорее, их можно считать исключением из общего правила.

Отметим два таких случая:

1. Материал детали является идеально упругим вплоть до разрушения. Такое свойство присуще хрупким материалам, крайне редко встречающимся в деталях машин. У деталей из таких материалов распределение напряжений остается неизменным вплоть до разрушения.
2. Распределение напряжений в объекте изначально является равномерным и остается таким же вплоть до разрушения. Этот случай столь же редок, как и предыдущий. Он присущ практически только растягиваемому или сжимаемому брусу, не имеющему концентраторов напряжений, или скручиваемому валу в виде тонкостенной трубы.

Во всех остальных случаях нагружения распределение напряжений является неравномерным, а материал детали обладает в той или иной мере пластичностью, а, следовательно, и возможностью перераспределения напряжений. Причем необходимо понимать, что *новому распределению напряжений* будет соответствовать и *новая «геометрическая» характеристика*, или новый коэффициент пропорциональности между напряжением и нагрузкой. Эти новые характеристики могут быть найдены, а с ними и предельные разрушающие нагрузки, но это будет уже другой подход, соответствующий другому определению прочности. При этом определении учитывается как прочность мате-

риала, так и характер распределения напряжений в исследуемой детали.

Таким образом, весь набор формул (4.2) может быть верным только для идеально упругого материала (типа керамики или стекла). Тогда под  $\sigma^*$  и  $\tau^*$  понимаются пределы прочности этого материала. Первая формула может быть справедливой для любого материала. Тогда  $\sigma^*$  – это либо предел текучести ( $\sigma^* = \sigma_T$ ), если материал пластичный, либо предел прочности ( $\sigma^* = \sigma_B$ ), если материал хрупкий.

Выше было отмечено, что при определении предельных нагрузок учитывается прочность материала. Имеются в виду предельные характеристики (предел прочности  $\sigma_B$ , физический предел текучести  $\sigma_T$ , условный предел текучести  $\sigma_{0,2}$ , предел выносливости при симметричном цикле  $\sigma_{-1}$ , предел выносливости при пульсирующем цикле  $\sigma_0$ ) или соответствующие касательные напряжения. В то же время, можно указать случаи, когда прочность детали зависит от характеристики материала, не являющейся прочностной, например, от удельной работы разрушения материала или от его относительной остаточной деформации [24].

С формулами (4.1) и (4.2) связано одно очень стойкое техническое заблуждение (можно даже сказать, техническая легенда), которое кажется вполне логичным и понятным. Оно может быть сформулировано так: *«Чем прочнее материал детали, тем прочнее сама деталь»*. Действительно, если бы этой связи не было, то зачем бы нужны были прочные материалы? Ведь целые коллективы металлургов, химиков, технологов, металлочедов и материаловедов создают новые сплавы, полимеры, композитные материалы, а также применяют новые виды их термических и механических обработок – и все для того, чтобы получить еще более прочные материалы, чем те, которые уже работают.

Вместе с тем, практика эксплуатации машин, и в особенности, металлургических машин, знает много примеров противоположных, когда изготовление детали из менее прочного материала делает деталь более прочной. Имеется в виду, что такая деталь выдерживает большую нагрузку (имеет большую разрушающую нагрузку, а значит, и большую прочность). Это требует и нового подхода к самому определению прочности.

#### Определение 2 [51, 52].

*«Прочность тел – это способность сопротивляться разрушению под действием приложенных к ним внешних сил (нагрузок)» [51].*

И еще одно, аналогичное предыдущему (определение 2а):



*«Прочность – способность конструкции, ее частей и деталей выдерживать определенную нагрузку, не разрушаясь» [52].*

Эти определения кажутся идентичными не только друг другу, но и определению 1. Дело в том (и различие в том), что принято считать мерой прочности. В определении 1 мерой прочности названы предельные напряжения, а определения 2 и 2а имеют в виду, что мерой прочности является предельная нагрузка (разрушающая нагрузка).

В этом и есть основное отличие приведенных определений. Выше уже отмечалась разница между этими определениями и случаи совпадения результатов (одинаковость предельных нагрузок), полученных на основе этих определений. Вернемся еще раз к этому вопросу. В чем главная разница между предельной нагрузкой и предельным напряжением?

Предельная нагрузка – величина интегральная, а предельное напряжение – дифференциальная. Соответствие этих величин зависит от первоначального (в упругой стадии работы конструкции) и конечного (предшествующего разрушению) распределения напряжений. Ранее [48] рассматривались варианты определения предельных нагрузок, примеры расчета этих нагрузок для реальных деталей металлургических машин. Приведенные примеры [53] (в частности, для валов с высокой концентрацией напряжений) неопровержимо свидетельствуют, что более высокая прочность детали может быть достигнута при меньшей прочности (но высокой пластичности) материала. Это объясняется более равномерным распределением напряжений в предельной стадии нагружения, предшествующей разрушению. Практика эксплуатации некруглых валов металлургических машин (трефовые соединения в приводах прокатных станов) не только полностью подтверждает это, но и указывает реальный путь повышения прочности валов и преодоления сложившихся заблуждений.

Одно из таких заблуждений упоминалось выше: «Чем прочнее материал детали, тем прочнее сама деталь». К сожалению, это заблуждение, природу которого мы рассмотрели (это изменение закона распределения напряжений в процессе нагружения детали), далеко не единственное. Имеется ряд других, не менее стойких заблуждений, преодоление которых также требует уточнения понятия «прочность».

Рассмотрим одно из них, которое может быть сформулировано следующим образом: «Чем прочнее деталь, тем она долговечнее». Такое утверждение представляется совершенно очевидным, поэтому необъяснимыми кажутся случаи, когда данное правило оказывается неверным. Вот пример из практики эксплуатации металлургических машин. Известно [32], что на рабочие валки прокатных станов, их по-

душки и, соответственно, на станины рабочих клетей действуют значительные нагрузки горизонтального направления. Результат такого воздействия – «разбивание» станин, подушек и их защитных лицевых планок. Практика эксплуатации указанных узлов и деталей знает много вариантов (попыток) повысить прочность упомянутых лицевых планок. Подавляющее большинство этих попыток следует признать неудачными. Несмотря на существенное повышение прочности планок, их долговечность практически не возросла.

Единственной удачной попыткой следует считать применение полимерных планок (например, полиэтиленовых планок фирмы Kles-sim), стойкость которых на чистовых клетях НШС-1700 ММК им. Ильича достигла 24 мес. по сравнению с 6...10 мес. для различных вариантов стальных планок. Попытка объяснить этот результат показала, что прочность полимерной планки (найденная экспериментальным путем) примерно на порядок меньше, чем планки стальной (даже самой слабой из стальных планок). Возникает парадоксальная ситуация, когда более слабая деталь оказывается более долговечной, т.е. лучше выполняющей свои функции. Такая деталь *функционально* является более прочной; именно так трактует прочность и обслуживающий персонал машин.

На взгляд автора, понятие «функциональной прочности» (ФП), связанное с долговечностью, должно быть узаконено. Это потребует объяснений и новых определений. Попытаемся ввести понятие «функциональной прочности» детали. Это будет уже третье определение прочности.

### Определение 3.

*«Функциональная прочность детали (работающей в данной машине) – это способность данной детали выполнять свои функции, не разрушаясь».*

Такое определение (как, впрочем, и предыдущие определения) кажется логичным и понятным. Правда, не совсем ясно, зачем нужно вводить это новое определение, если старые были аналогичными.

Вот в этом и заключается вся суть. Дело в том, что предыдущие определения вовсе не были аналогичными данному. В первом определении прочность связывается с величиной напряжения (максимального), во втором – со способностью воспринимать нагрузки, не разрушаясь, а в третьем – со способностью детали выполнять свои функции, не разрушаясь. На первый взгляд, кажется, что второе и третье определения идентичны – в одном случае говорится о способности воспринимать нагрузки, а в другом – о способности детали вы-

полнять свои функции. Ведь при выполнении любых функций тоже приходится воспринимать нагрузки.

Разница становится понятной, если вспомнить, что нагрузки могут быть полезными (технологическими) и вредными (паразитными), с которыми надо бороться. При этом паразитные нагрузки в подавляющем большинстве случаев являются следствием воздействия на машину (или отдельные ее узлы) энергией или деформацией [21]. В этом случае генерируемые нагрузки зависят не только от величины воздействия извне, но и от параметров самой воспринимающей это воздействие системы (машины). Другими словами, каждая деталь машины участвует в формировании нагрузок, причем некоторые из этих деталей (так называемые «активные детали») оказывают на уровень паразитных нагрузок весьма существенное влияние. Эти детали отличаются от других повышенной энергоемкостью и малой жесткостью. Замена такой детали другой деталью может изменить энергетические характеристики всего привода, а, следовательно, повлиять на уровень нагрузок в машине.

Когда мы сравниваем прочность двух взаимозаменяемых деталей, работающих поочередно в одной и той же машине, то говорим, что ставим их в равные условия работы. При этом подразумевается, что равные условия работы означают равные нагрузки на эти детали. Однако такой вариант крайне редок. Так бывает либо при нагружении силой, либо в случае, когда заменяемые детали совпадают с новыми деталями по всем энергетическим параметрам – в этом случае генерирование нагрузок в машине и ее узлах происходит так же, как и до замены, и величины нагрузок на сравниваемые детали будут одинаковыми. При этом можно сказать, что функциональная прочность таких деталей равна их фактической прочности.

Если это условие выполняется для всех деталей, которые мы пробуем установить в машине, то эффективность такой машины близка к идеальной. Но в большинстве случаев это не так. Допустим, речь идет о таких деталях привода, как муфты (например, муфты привода прокатного стана). Среди них можно выделить несколько типов муфт, которые отличаются друг от друга принципиально, т.е. имеют существенно различную рабочую характеристику. Это муфты жесткие, компенсирующие, упругие и т.д. Если подбор муфты для привода будет выполняться только по ее прочности, то получим приводы с муфтами различной функциональной прочности. Это будут приводы с различными нагрузками (при одних и тех же внешних воздействиях).

Ярким примером сказанному выше могут служить приводы черновых клетей непрерывных широкополосных станов (для конкрет-

ности – НШС-1700 ММК им. Ильича). Осциллографирование нагрузок в приводе [29] свидетельствует о высокой динамичности, а, следовательно, о низкой (или недостаточной) функциональной прочности деталей главной линии. Замена в приводе быстроходного вала МЗП на упругий энергоемкий вал-энергоаккумулятор позволит значительно, в 2...3 раза, снизить динамическую (паразитную) составляющую момента в главной линии и тем самым повысить функциональную прочность всех деталей главной линии.

Понятие «функциональная прочность» окажется полезным при качественном анализе нагружения машины паразитными нагрузками. При этом надо иметь в виду, что понятие ФП (в отличие от понятия «прочность») относится не к данной детали вообще, а к данной детали, работающей на данной машине и в данном режиме. Это понятие не может существовать вне работающей машины. Отсюда следует, что конкретная деталь, обладающая вполне определенной и экспериментально подтвержденной прочностью, может иметь различную функциональную прочность в зависимости от того, куда, в какой привод или упругую систему она установлена.

Между фактической и функциональной прочностью нет ни прямой, ни обратной зависимости. В связи с этим возникает вопрос о том, как определять и в чем измерять ФП. На первом этапе, при силовом и энергетическом анализе машины, можно оперировать понятием «функциональная прочность» на качественном уровне, рассматривая эффективные пути ее повышения. В дальнейшем для целей практики можно выражать ФП в единицах энергетического или деформационного воздействия на систему. Например, для данной муфты ФП можно оценить скоростью прокатки или скоростью столкновения гильзы с валками на пилигримовом стане. Или прочность универсального шпинделя оценить максимальным углом перекоса шпинделя. Можно и наиболее логично оценивать ФП детали ее долговечностью, которая также зависит от уровня полезных и паразитных нагрузок.

Функциональная прочность данной детали, работающей в данной машине, может быть также оценена безразмерной величиной – коэффициентом запаса прочности, что намного удобнее размерных параметров. Эта величина может быть найдена как

$$n = \frac{P^*}{P_{\max}} \quad (4.3)$$

Здесь  $P_{\max}$  – максимальная нагрузка, действующая на данную деталь (величина не постоянная, а зависящая от параметров упругой системы, воспринимающей действие окружающих тел);

$P^*$  – разрушающая нагрузка для данной детали.

Отметим сразу еще одну особенность, вытекающую из формулы (4.3). Попытка повысить функциональную прочность детали за счет фактической прочности, отражаемой величиной  $P^*$ , может быть неудачной, т.к. изменение формы и материала детали могут одновременно изменить и величину  $P_{\max}$ , причем как в меньшую, так и большую сторону.

Введение понятия «функциональная прочность» и анализ уровня ФП деталей в данной машине поможет более эффективно проектировать и совершенствовать машины, причем мерой такой эффективности может служить различие между фактической и функциональной прочностью.

Итак, выше были сформулированы три различных понятия прочности:

- по предельному напряжению  $\sigma^*$ ;
- по предельной нагрузке  $P^*$ ;
- по предельному параметру машины  $\Pi^*$ , который может меняться в зависимости от назначения и особенностей машины.

В первом варианте прочность легче всего подсчитать (хотя бы методами сопротивления материалов). Во втором прочность (разрушающую нагрузку) можно либо рассчитать, либо довольно точно измерить. В третьем прочность лучше всего соответствует долговечности детали в данной машине при данной нагрузке, т.е. третье определение наиболее подходит для целей производства. В то же время, понятие «функциональная прочность» пока не является общепринятым, и в этом направлении еще предстоит много сделать для его внедрения в практику.

## 4.2. Расчет предельной нагрузки при разовом нагружении

Выше мы познакомились с различными определениями и понятиями прочности; при этом отмечалось, что прочность связана с разрушением. Поэтому очень важно уметь определять разрушающую нагрузку для работающей детали.

Один из вариантов решения этой задачи – определить разрушающую нагрузку экспериментально (если в эксперименте удастся

воспроизвести реальную схему нагружения, что не всегда выполнимо). Второй вариант – получить эту нагрузку расчетным путем. При этом начинают расчет с выбора расчетной схемы (т.е. с идеализации объекта расчета). Идеализация придает ряду объектов общие свойства. Цель идеализации – обобщение и упрощение расчетной схемы; при этом упрощения не должны приводить к существенной потере точности.

В задачах оценки прочности прежде всего идеализируются свойства материала детали. Рассмотрим условные диаграммы напряжений, которые содержат основные механические характеристики материалов (рис. 4.1; 4.2; 4.3). На этих диаграммах заметны существенные различия в свойствах хрупких, высокопрочных и пластичных материалов.

Для хрупких материалов (рис. 4.1) наиболее характерным свойством является практически полное отсутствие пластических деформаций. Относительное остаточное удлинение при разрыве составляет  $\delta_5 = 0,1 \dots 2,0\%$ , т.е. это величина одного порядка с упругими деформациями. Работа разрушения очень мала. Диаграмма напряжений вплоть до разрушения представляет собой прямую, изображающую закон Гука. К материалам, имеющим подобные свойства, относятся указанные выше стекла, керамика, природные каменные материалы, искусственные строительные материалы – бетон, кирпич, строительные растворы и т.д. Единственной прочностной характеристикой для таких материалов является предел прочности  $\sigma_B$ .

Для высокопрочных материалов диаграмма напряжений имеет вид, изображенный на рис. 4.2. Эти материалы имеют большую прочность, представленную двумя характеристиками – пределом прочности  $\sigma_B$  и условным пределом текучести  $\sigma_{0,2}$ . Для таких материалов работа разрушения значительно больше, чем для материалов хрупких; при этом доля упругой энергии (потенциальной энергии упругой деформации) на порядок меньше, чем работа пластической деформации.

Относительное остаточное удлинение при разрыве составляет  $\delta_5 = 5,0 \dots 15,0\%$ , что примерно на порядок больше, чем упругая деформация. К подобным материалам (не имеющим площадки текучести) относятся многие легированные стали; среди них – такие распространенные в металлургическом машиностроении марки, как 40X; 40XH; 50X; 50XH. Прочность этих материалов в 2...3 раза выше, чем у малоуглеродистых сталей.

Диаграмма напряжений для пластичных материалов (малоуглеродистые стали типа Сталь 10; 20; 30) представлена на рис. 4.3. Эта диаграмма имеет площадку текучести, а соответствующий ей материал – две характеристики прочности: физический предел текучести  $\sigma_T$  и

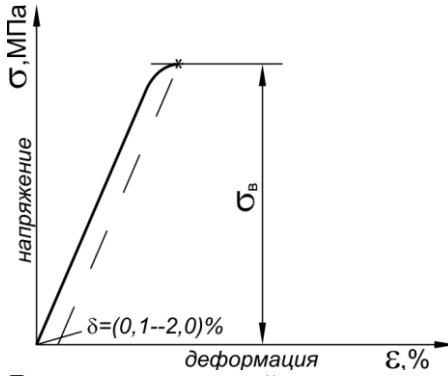


Рис. 4.1. Диаграмма напряжений для хрупкого материала

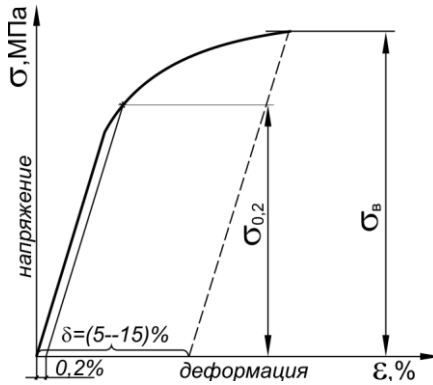


Рис. 4.2. Диаграмма напряжений для высокопрочного материала

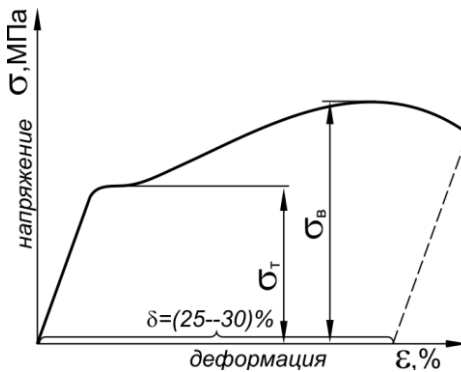


Рис. 4.3. Диаграмма напряжений для пластичного материала

предел прочности  $\sigma_B$ . Характерной особенностью этих материалов являются большие пластические деформации ( $\delta_s > 25\%$ ), на два порядка превышающие упругие деформации. Подобные материалы имеют наибольшую удельную работу разрушения. Большинство цветных металлов и сплавов, а также некоторые полимерные материалы имеют диаграммы напряжений, схожие с диаграммой, представленной на рис. 4.3.

Представленное выше деление материалов на три группы является, конечно, условным – между этими группами нет четких границ; при этом всегда можно найти такой материал, который будет находиться на стыке двух соседних групп. Тем не менее, такая классификация помогает более осознанно идеализировать реальные материалы при выборе расчетных схем.

Представленные на рис. 4.1; 4.2; 4.3 диаграммы, несмотря на существенные различия, имеют и общий признак – наличие прямолинейного участка в начале нагружения. Этот участок, графически изображающий закон Гука, заканчивается при напряжении, называемом пределом пропорциональности  $\sigma_{пц}$ . Эта прочностная характеристика материала очень редко приводится в справочниках, как по причине сложности ее определения, так и в связи с тем, что она близка к другим известным прочностным характеристикам. Так, для хрупких материалов она близка к пределу прочности, для пластичных – к физическому пределу текучести, а для высокопрочных материалов – к условному пределу текучести.

Перейдем теперь к вариантам идеализации материалов. Первый (и наиболее известный) вариант идеализации – это введение понятия об идеально упругом материале. Диаграмма напряжений такого материала представляет собой прямую линию, изображающую закон Гука (рис. 4.4). Разрушающее напряжение  $\sigma^*$ , в зависимости от типа реального материала, представляет собой одно из реальных предельных напряжений ( $\sigma_B$ ;  $\sigma_{0,2}$ ;  $\sigma_T$ ). В деталях и конструкциях из такого материала первоначальное распределение напряжений сохраняется вплоть до разрушения, а, следовательно, разрушающую нагрузку можно найти по этим же формулам. На этом свойстве идеально упругих материалов основаны все расчеты в таких курсах, как «Теория упругости», «Математическая теория упругости», «Прикладная теория упругости», и большинство расчетов, выполняемых в рамках базового курса «Сопrotивление материалов». Если сравнить диаграмму напряжений идеально упругого материала (рис. 4.4) с реальными диаграммами различных материалов (рис. 4.1; 4.2; 4.3), то можно заметить сходство ее только с одной диаграммой – для хрупких материалов (рис. 4.1). Это



означает, что именно для таких материалов наиболее подходит указанная идеализация.

Но в машиностроении хрупкие материалы применяются очень редко. Гораздо чаще применяются материалы пластичные и высокопрочные. Для этих материалов нужна другая идеализация, и, прежде всего, такая, которая бы учитывала пластические деформации. Есть несколько вариантов таких идеализаций. Приведем здесь один из вариантов – самый простой и самый распространенный. Речь идет об идеальном упруго-пластическом материале. Диаграмма напряжений для такого материала (диаграмма Прандтля) представлена на рис. 4.5.

Эта диаграмма имеет два прямолинейных участка:

ОА – изображающий закон Гука;

АВ – горизонтальный с ординатой  $\sigma_T$ .

Горизонтальный участок имеет бесконечно большую длину ( $\varepsilon = \infty$ ). Может возникнуть вопрос о том, зачем нужна бесконечная длина диаграммы Прандтля – ведь такой реальной диаграммы быть не может? Очевидно, равенство  $\varepsilon = \infty$  позволяет получить простое (часто равномерное) распределение напряжений в конечной стадии, предшествующей разрушению. В то же время, пластические деформации для малоуглеродистых сталей составляют 25...35%, что на два порядка (точнее, в 100...200 раз) больше, чем деформации упругие. Это и позволяет считать пластические деформации бесконечно большими.

Итак, для одного и того же материала (например, пластичного) могут быть приняты различные схемы идеализации. Рассмотрим две такие схемы (диаграммы):

1. Диаграмма идеально упругого материала. При такой идеализации наличие пластических свойств не предполагается (рис. 4.4).
2. Диаграмма идеального упруго-пластического материала (диаграмма Прандтля, рис. 4.5).

Применение первого варианта идеализации реализует расчет по допускаемым напряжениям. При этом можно найти предельную нагрузку для рассчитываемого объекта, т.е. такую нагрузку, при которой хотя бы в одной точке достигается предельное напряжение  $\sigma^* = \sigma_T$ . Обозначим такую нагрузку символом  $P_T$ .

Поскольку пластичный материал допускает и другие варианты идеализации, попробуем воспользоваться еще одним. Итак, вариант 2 – материал идеализируется по Прандтлю; при этом допускаемая деформация  $\varepsilon = \infty$  обеспечивает полное выравнивание напряжений по всему рассматриваемому сечению, т.е.  $\sigma = \sigma_T$  в любой точке. Соответствующая этому состоянию предельная нагрузка  $P^*$  также может быть

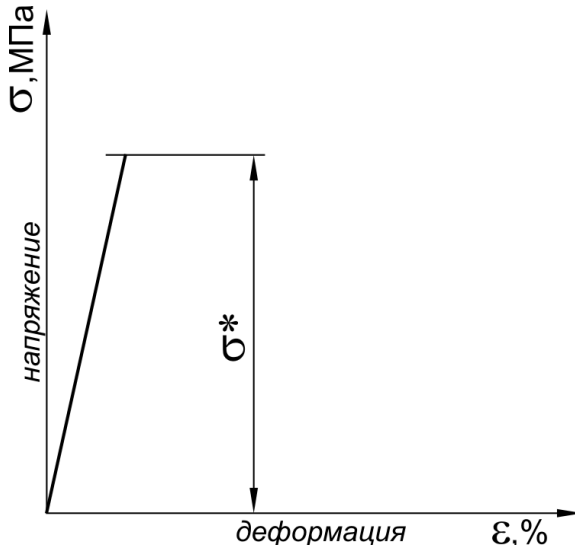


Рис. 4.4. Диаграмма напряжений для идеально упругого материала

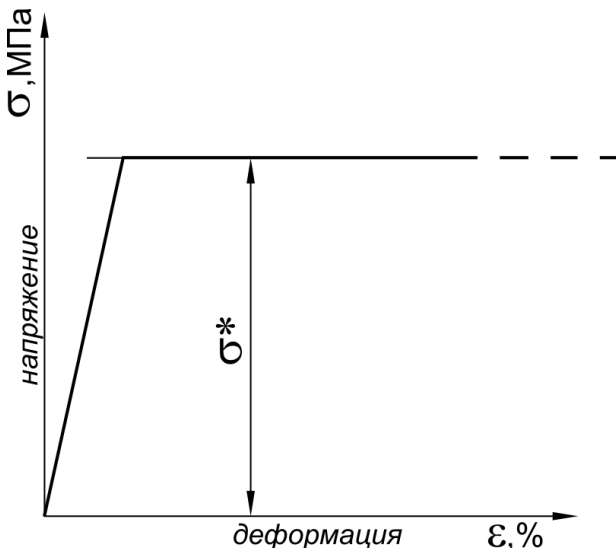


Рис. 4.4. Диаграмма напряжений для идеального упруго-пластического материала (диаграмма Прандтля)

найдена. Для целей практики интересно было бы сравнить полученные значения предельных нагрузок. Рассмотрим несколько реальных примеров.

Пример 1. Рассмотрим случай растяжения пластины с отверстием-концентратором (рис. 4.6). Эпюра нормальных напряжений представляет собой кривую. Максимальное значение нормального напряжения наблюдается у края отверстия ( $\sigma_{\max}$ , кривая 1). Среднее значение напряжения в опасном сечении называют номинальным ( $\sigma_{\text{ном}}$ ). Отношение этих напряжений представляет собой теоретический коэффициент концентрации напряжений

$$\alpha_T = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{ном}}} \quad (4.4)$$

Этот коэффициент может быть найден теоретически (методами теории упругости) или приближенно найден экспериментом. Значения коэффициента  $\alpha_T$  зависят от геометрии объекта; для рассматриваемой пластины – от соотношения ее размеров  $b$ ,  $d$ ,  $\delta$  (см. рис. 4.6).

При возрастании силы  $P$ , приложенной к пластине, эпюра нормальных напряжений изменяется, причем все ее ординаты возрастают пропорционально силе. Так будет происходить до тех пор, пока максимальное напряжение не достигнет предельного, т.е. пока не получим  $\sigma_{\max} = \sigma_T$  (кривая 2). Если материал пластины считать идеально упругим, то при такой нагрузке (она была выше обозначена  $P_T$ ) произойдет разрушение пластины

$$P_T = F_{\text{нетто}} \cdot \sigma_{\text{ном}} = F_{\text{нетто}} \cdot \frac{\sigma_T}{\alpha_T}, \quad (4.5)$$

где  $F_{\text{нетто}}$  – площадь ослабленного сечения.

Однако если идеализировать материал пластины по Прандтлю, то нагрузка  $P_T$  не является предельной; ее можно увеличивать. При этом растут пластические деформации, и происходит выравнивание эпюры  $\sigma$ . В предельном состоянии все рассматриваемое сечение пластины будет охвачено текучестью, т.е.  $\sigma = \sigma_T$  (прямая 3).

Величина предельной нагрузки определится из выражения

$$P^* = F_{\text{нетто}} \cdot \sigma_T \quad (4.6)$$

Сравнивая теперь предельные нагрузки (для одного и того же объекта), получим

$$k = \frac{P^*}{P_T} = \frac{F_{\text{норм}} \cdot \sigma_T}{\frac{F_{\text{норм}} \cdot \sigma_T}{\alpha_T}} = \alpha_T \quad (4.7)$$

Для любого реального концентратора напряжений  $\alpha_T > 1,0$ ; поэтому  $P^* > P_T$ ; другими словами, учет пластических свойств материала повышает расчетную предельную нагрузку детали. Если материал детали действительно обладает хорошими пластическими свойствами, то повышение предельной нагрузки является реальностью. В этом случае замена одной идеализации (например, идеально упругого материала) на более подходящую (с диаграммой Прандтля) позволяет обнаружить имеющийся резерв прочности конструкции.

Этот резерв может быть весьма существенным. В рассматриваемом примере с концентратором напряжений в виде отверстия теоретический коэффициент концентрации напряжений чаще всего составляет величину  $1,5 \leq \alpha_T \leq 3,0$ . Это означает, что имеется такой же резерв прочности ( $k = 1,5 \dots 3,0$ ), а это очень большой резерв. В других случаях резерв может быть иным.

Максимальный интерес представляет анализ возможных резервов прочности конструкции, их наибольших и наименьших значений. Предыдущий пример с концентратором напряжений приводит к выводу об отсутствии резерва прочности в том случае, когда распределение напряжений в поперечном сечении первоначально является равномерным. В этом случае оно таким же и остается вплоть до разрушения. В связи с этими результатами можно констатировать, что резерв прочности у детали или конструкции (из пластичного материала) можно обнаружить только тогда, когда имеется первоначальное «плохое» (неравномерное) распределение напряжений. Исправление такого распределения, т.е. улучшение качества распределения, связано с повышением разрушающей предельной нагрузки (иными словами, с обнаружением для таких объектов резервов прочности). Причем чем хуже первоначальное распределение, тем больший резерв можно обнаружить. Попытаемся продемонстрировать это на примере самых известных объектов.

Пример 2. Рассматриваем статически определимую ферму. В этой ферме при заданных внешних силах и геометрических характеристиках усилия в отдельных стержнях легко находятся. Наибольшая из этих сил в предельном состоянии равна

$$P^* = P_T = F \cdot \sigma_T \quad (4.8)$$

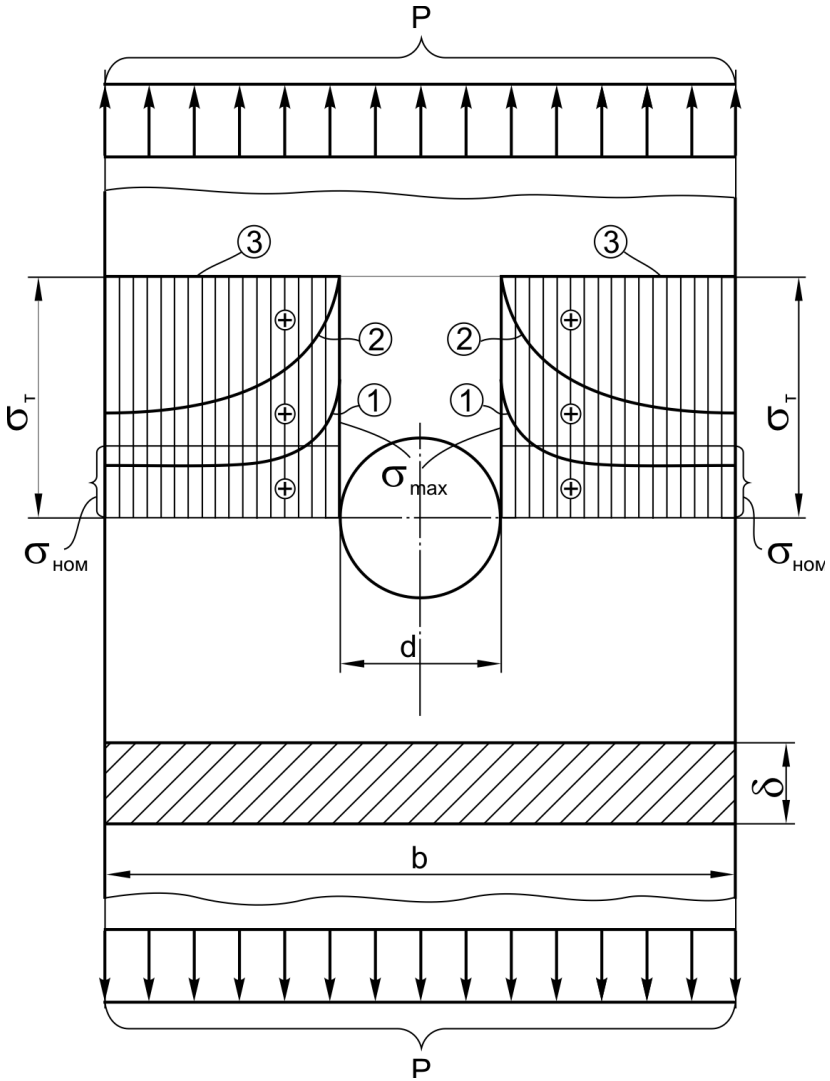


Рис. 4.6. Расчетная схема пластины с отверстием

При такой силе материал стержня течет ( $\varepsilon = \infty$ ), и ферма (в которой нет лишних связей) превращается в механизм. В этом варианте резерва нет ( $k = 1,0$ ).

**Пример 3.** Рассчитывается статически неопределимая стержневая система (рис. 4.7, а). Показанная на этом рисунке конструкция состоит из жесткой (по условию задачи абсолютно жесткой) плиты АС, опирающейся на шарнирно-неподвижную опору А и поддерживаемую двумя шарнирно закрепленными стержнями: №1 – стержень ВК, имеющий длину  $2l$  и площадь поперечного сечения  $2F$ ; и №2 – стержень СМ, имеющий длину  $l$  и площадь поперечного сечения  $F$ . Оба стержня изготовлены из пластичного материала, имеющего предел текучести  $\sigma_T$ .

Данная система один раз статически неопределима (имеет одну лишнюю связь). Можно предположить, что такая система обладает некоторым резервом. Определим сначала величину  $P_T$  – при этой нагрузке выходит из строя один (наиболее нагруженный) стержень.

Расчет данной конструкции в упругой стадии работы предполагает совместное решение уравнений равновесия и уравнений совместности деформаций (уравнений перемещений) для раскрытия статической неопределимости (т.е. для определения неизвестных внутренних сил).

Составляем уравнение равновесия (рис. 4.7, б):

$$\Sigma m_A = 0: N_1 \cdot 2a + N_2 \cdot 4a - P \cdot 3a = 0; \quad (4.9)$$

или после упрощений:

$$2N_1 + 4N_2 = 3P \quad (4.10)$$

Уравнение совместности перемещений (рис. 4.7, в) имеет вид:

$$\frac{\Delta l_1}{2a} = \frac{\Delta l_2}{4a}, \quad (4.11)$$

$$\text{или } \Delta l_2 = 2\Delta l_1. \quad (4.12)$$

Последнее уравнение с учетом значений  $\Delta l_1$  и  $\Delta l_2$

$$\Delta l_1 = \frac{N_1 \cdot 2l}{E \cdot 2F} \quad \text{и} \quad \Delta l_2 = \frac{N_2 \cdot l}{EF} \quad (4.13)$$

примет вид:

$$\frac{N_2 \cdot l}{EF} = 2 \frac{N_1 \cdot 2l}{E \cdot 2F}, \quad (4.14)$$

откуда получим:

$$N_2 = 2N_1 \quad (4.15)$$

Решая последнее уравнение совместно с ранее записанным уравнением статики, получим:

$$2N_1 + 4 \cdot 2N_1 = 3P,$$

откуда получаем:

$$N_1 = 0,3P; \quad N_2 = 0,6P. \quad (4.16)$$

Напряжения в стержнях составят:

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{2F} = 0,15 \frac{P}{F}; \quad \sigma_2 = \frac{N_2}{F} = 0,6 \frac{P}{F}. \quad (4.17)$$

Максимальное напряжение возникает во втором стержне. Если приравнять его к предельному напряжению ( $\sigma_2 = \sigma_T$ ), то можно найти соответствующую нагрузку  $P_T$ :

$$0,6 \frac{P_T}{F} = \sigma_T, \text{ откуда } P_T = 1,67 \cdot \sigma_T \cdot F \quad (4.18)$$

Заметим, что выход из строя стержня №2 еще не означает выхода из строя всей конструкции, так как она еще остается кинематически неизменяемой (теряется только одна «бывшая лишней» связь). Такая система может воспринимать увеличивающуюся нагрузку до тех пор, пока текучестью не будет охвачен и стержень №1. Только в этом случае рассматриваемая конструкция становится кинематически изменяемой, т.е. превращается в механизм (плита получает свободу поворота относительно шарнира А). Такое состояние следует считать предельным для случая, когда материал стержней идеализируется по Прандтлю.

Предельная нагрузка  $P^*$ , соответствующая такому состоянию, может быть найдена из уравнения равновесия для предельного состояния (рис. 4.7, г). В этот момент внутренние силы в стержнях равны:

$$N_1 = 2\sigma_T \cdot F; \quad N_2 = \sigma_T \cdot F. \quad (4.19)$$

Из уравнения равновесия  $\Sigma m_A = 0$  получаем:

$$2\sigma_T \cdot F \cdot 2a + \sigma_T \cdot F \cdot 4a - P^* \cdot 3a = 0, \quad (4.20)$$

$$\text{откуда } P^* = \frac{8}{3} \sigma_T \cdot F = 2,67 \sigma_T \cdot F \quad (4.21)$$

Обнаруженный резерв прочности составляет:

$$k = \frac{P^*}{P_T} = \frac{2,67 \sigma_T \cdot F}{1,67 \sigma_T \cdot F} = 1,6 \quad (4.22)$$

Как видим, резерв довольно существенный, и он зависит от первоначального распределения напряжений во всей конструкции и от возможности (предоставляемой свойствами материала) выровнять эти напряжения в стадии, предшествующей разрушению. Отметим также, что трудоемкости определения величин  $P_T$  и  $P^*$  несопоставимы – для вычисления  $P^*$  нет необходимости рассматривать историю нагружения системы. Достаточно рассмотреть только равновесие в предельном состоянии; при этом все решение заключается в составлении и решении одного уравнения равновесия. Рассмотренный пример позволяет понять значение «лишних» связей в упругих (и упруго-пластических) системах. Оказывается, что *функционально* лишними они не являются, так как потенциально являются источниками резерва прочности.

Пример 4. Кручение круглых валов.

Валы с поперечным сечением в виде круга или концентрического кольца называют круглыми. Такие валы наиболее широко распространены в машиностроении, в том числе и в металлургическом машиностроении. Расчет таких валов на прочность приводится в учебниках по сопротивлению материалов и не представляет сложности (так как для случая кручения круглых валов оказывается справедливой гипотеза плоских сечений).



Рассмотрим кручение вала, изготовленного из пластичного материала, который может быть идеализирован по Прандтлю. Идеализированная диаграмма (для случая чистого сдвига) показана на рис. 4.8. Здесь  $\tau$  – касательное напряжение,  $\gamma$  – угол сдвига. На рис. 4.9, а, б, в показаны варианты распределения напряжений в поперечном сечении круглого вала при различных уровнях нагружения.

Основные расчетные формулы имеют вид:

$$\tau = \frac{M_{\kappa}}{I_p} \cdot \rho, \quad (4.23)$$

где  $\tau$  – касательное напряжение в произвольной точке круглого поперечного сечения, расположенной на расстоянии  $\rho$  от центра круга, МПа;

$I_p$  – полярный момент инерции круга, м<sup>4</sup>.

Эпюра касательных напряжений, построенная на диаметре поперечного сечения (рис. 4.9, а), показана на рис. 4.9, б. В центре круга напряжения равны нулю, наибольшие значения напряжений наблюдаются на

поверхности вала, т.е. в случае  $\rho = \frac{D}{2}$ . Максимальные касательные напряжения равны:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\kappa}}{W_p}, \quad (4.24)$$

где  $W_p$  – полярный момент сопротивления круга, равный:

$$W_p = \frac{I_p}{\rho_{\max}} = \frac{I_p}{D/2} \quad (4.25)$$

Значения  $I_p$  и  $W_p$  для круга и кольца известны из курсов сопротивления материалов и равны:

$$1. \quad \left. \begin{aligned} I_p &= \frac{\pi D^4}{32} \approx 0,1D^4; \\ W_p &= \frac{\pi D^3}{16} \approx 0,2D^3. \end{aligned} \right\} \quad (4.26)$$

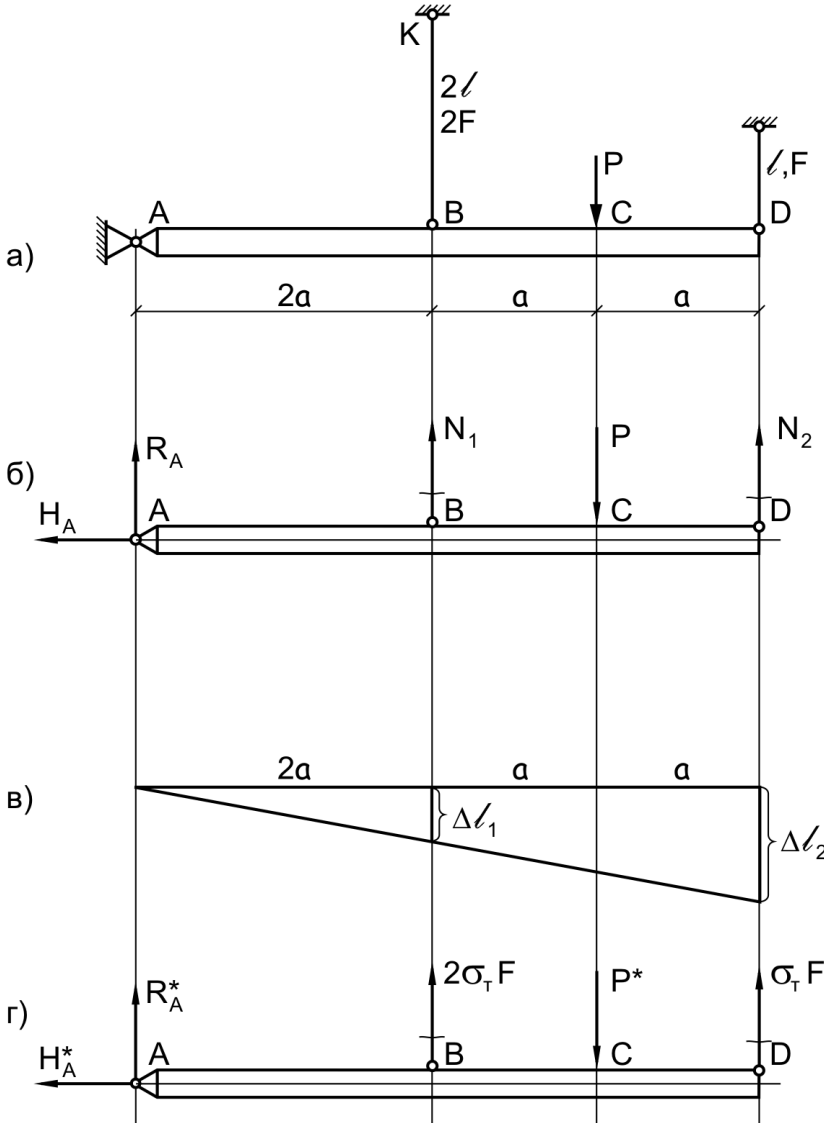


Рис. 4.7. Расчетные схемы стержневой конструкции

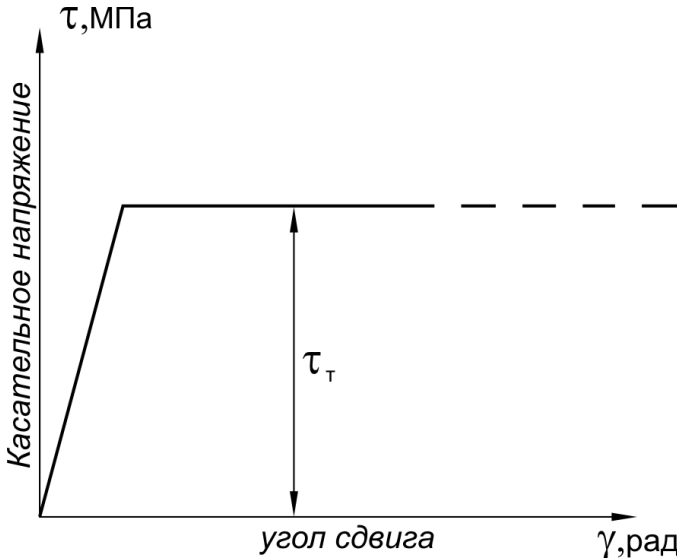


Рис. 4.8. Идеализированная диаграмма Прандтля для сдвига

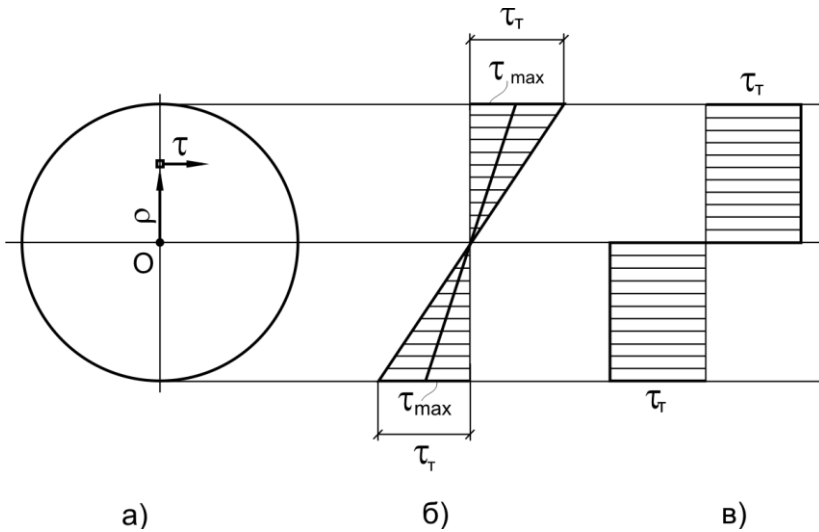


Рис. 4.9. Распределение напряжений в сечении круглого вала

$$2. \text{Для кольца: } \left. \begin{aligned} I_p &= \frac{\pi D^4}{32} (1 - c^4) \approx 0,1 D^4 (1 - c^4); \\ W_p &= \frac{\pi D^3}{16} (1 - c^4) \approx 0,2 D^3 (1 - c^4). \end{aligned} \right\} (4.27)$$

где  $c = \frac{d}{D}$ .

Здесь  $d$  и  $D$  – соответственно внутренний и внешний диаметры поперечного сечения вала.

При возрастании крутящего момента  $M_k$  пропорционально возрастают и напряжения (рис. 4.9, б). Этот процесс длится до достижения максимальным напряжением  $\tau_{\max}$  значения предельного напряжения  $\tau_T$ . В этом состоянии, предельном для идеально упругого материала, значение крутящего момента достигает значения  $M_k^T$ , которое может быть найдено из выражения (4.24). В нем следует положить  $\tau_{\max} = \tau_T$  и  $M_k = M_k^T$ . При этом получим:

$$M_k^T = W_p \cdot \tau_T \quad (4.28)$$

Для сплошного круглого вала получим:

$$M_k^T = \frac{\pi D^3}{16} \cdot \tau_T, \quad (4.29)$$

а для вала в виде трубы с размерами  $D$  и  $d = cD$  получим:

$$M_k^T = \frac{\pi D^3}{16} (1 - c^4) \tau_T \quad (4.30)$$

Рассмотрим теперь дальнейшую трансформацию эпюры « $\tau$ », если материал вала идеализировать по Прандтлю. Поскольку касательное напряжение  $\tau_{\max}$  не может быть большим, чем  $\tau_T$ , то увеличение момента  $M_k$  свыше значения  $M_k^T$  может происходить за счет уве-

личения тех напряжений, которые еще не достигли значения  $\tau_T$ , т.е. текучесть будет распространяться вглубь сечения, и в пределе (при  $\gamma = \infty$ ) все сечение будет охвачено текучестью. Этому состоянию будет соответствовать крутящий момент  $M_{\kappa}^*$  (рис. 4.9, в).

Этот момент может быть найден по формуле:

$$M_{\kappa}^* = \int_F \tau \cdot \rho \cdot dF, \quad (4.31)$$

где можно положить  $dF = 2\pi\rho \cdot d\rho$  (т.е. выделить элементарную площадку в виде кольца), а  $\tau = \tau_T$  в рассматриваемом предельном состоянии. Тогда получим для круга:

$$M_{\kappa}^T = \int_0^{D/2} \tau_T \cdot \rho \cdot 2\pi\rho \cdot d\rho = 2\pi\tau_T \left. \frac{\rho^3}{3} \right|_0^{D/2} = \pi \frac{D^3}{12} \tau_T, \quad (4.32)$$

а для кольца с размерами  $D$  и  $d = cD$  соответственно:

$$M_{\kappa}^T = \int_{d/2}^{D/2} \tau_T \cdot \rho \cdot 2\pi\rho \cdot d\rho = \frac{\pi D^3}{12} (1 - c^3) \tau_T \quad (4.33)$$

Теперь определим резерв прочности, образующийся за счет пластических свойств.

1. Для сечения в виде круга:

$$k = \frac{M_{\kappa}^*}{M_{\kappa}^T} = \frac{\pi D^3 \cdot \tau_T \cdot 16}{12 \cdot \pi D^3 \cdot \tau_T} = \frac{4}{3} = 1,33 \quad (4.34)$$

Таким образом, резерв прочности для круглого вала составляет 33%.

2. Для сечения в виде кольца:

$$k = \frac{M_{\kappa}^*}{M_{\kappa}^T} = \frac{\pi D^3 (1 - c^3) \cdot 16 \tau_T}{12 \pi D^3 (1 - c^4) \tau_T} = 1,33 \frac{1 - c^3}{1 - c^4} \quad (4.35)$$

В выражении (4.34) знаменатель больше числителя, поэтому  $k < 1,33$ . При  $d \rightarrow D$  получим  $k \rightarrow 1,0$ , т.е. для вала в виде тонкостенной трубы резерв прочности практически отсутствует (это соответствует общей тенденции отсутствия резерва при первоначальном равномерном распределении напряжений).

В рассмотренных примерах значения  $M_\kappa^*$  достигались при  $\gamma = \infty$ , что соответствует углу закручивания вала  $\varphi = \infty$ . Понятно, что этот случай нагружения нереален. В то же время, характер зависимости  $M_\kappa = f(\varphi)$ , установленный как для упругих, так и для пластических деформаций (рис. 4.10), указывает на то, что первоначальная линейная зависимость при  $M_\kappa \leq M_\kappa^T$  переходит в криволинейную при

$$M_\kappa^T \leq M_\kappa \leq M_\kappa^* \quad (4.36)$$

При этом кривая близка к экспоненте, т.е. значения  $M_\kappa \geq 0,98M_\kappa^*$  достигаются уже при малых углах закручивания.

Пример 5. Чистый изгиб прямого бруса.

Рассмотрим теперь изгиб прямого бруса моментами  $M_H$  (рис. 4.11). При этом в сечениях изогнутого бруса возникают только нормальные напряжения. Эти напряжения могут быть найдены по известной формуле Навье для произвольной точки А (рис. 4.11, б):

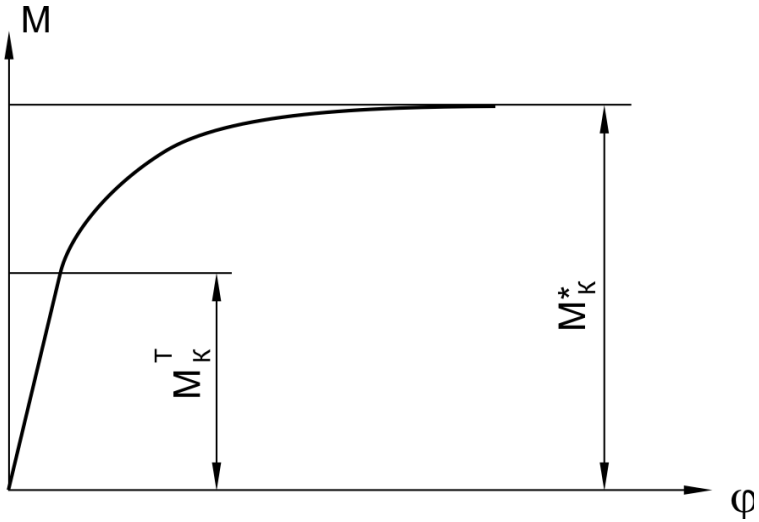
$$\sigma_A = \frac{M_u}{I_x} y_A \quad (4.37)$$

Здесь  $I_x$  – осевой момент инерции поперечного сечения относительно его центральной оси  $x$ ,  $m^4$ ;

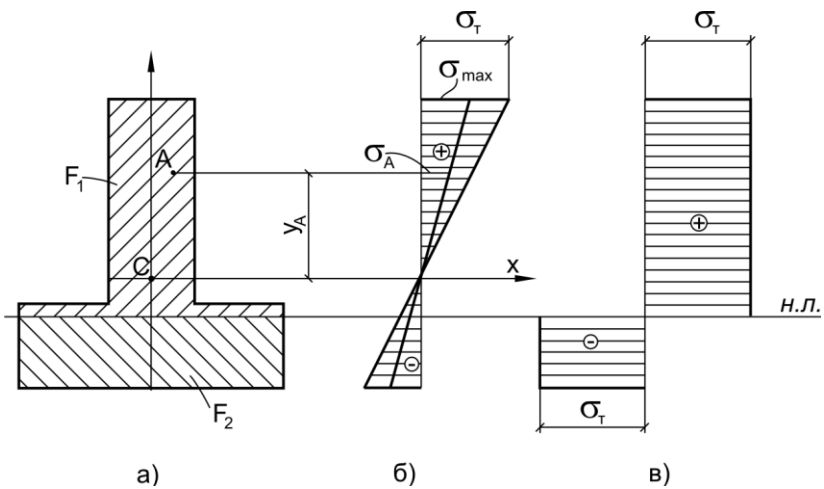
$y_A$  – координата точки А относительно оси  $x$ .

Эпюра нормальных напряжений, соответствующих формуле (4.37), показана на рис. 4.11, б. Характер этой эпюры остается неизменным вплоть до достижения максимальным напряжением значения  $\sigma_T$ . Величина максимального напряжения (на максимальном расстоянии от нейтральной линии) равна:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_u}{W_x}, \quad (4.38)$$



**Рис. 4.10.** Диаграмма кручения образца, изготовленного из пластичного материала



**Рис. 4.11.** Распределение напряжений в сечении бруса при чистом изгибе

где  $W_x$  – осевой момент сопротивления поперечного сечения относительно оси  $x$ ,  $\text{м}^3$ .

Предельный момент  $M_u^T$  для данного состояния может быть найден по формуле (4.38), в которой нужно положить  $\sigma_{\max} = \sigma_T$ .

$$M_u^T = W_x \cdot \tau_T \quad (4.39)$$

Если материал бруса достаточно пластичен и допускает идеализацию по Прандтлю, то момент может расти  $M_u > M_u^T$ . При этом пластические деформации распространяются вглубь сечения, достигая в пределе (при  $\varepsilon = \infty$ ) нейтральной линии. Эпюра нормальных напряжений для нового предельного состояния представлена на рис. 4.11, в. Предельный изгибающий момент при этом может быть найден из выражения:

$$M_u = \int_F \sigma \cdot y \cdot dF \quad (4.40)$$

В этом выражении нужно положить  $\sigma = \sigma_T$ , а  $M_u = M_u^*$ . Удобно разбить этот интеграл на два:

$$M_u^* = \sigma_T \int_{F_1} y \cdot dF + \sigma_T \int_{F_2} y \cdot dF = \sigma_T (S_1 + S_2), \quad (4.41)$$

где  $F_1$  и  $F_2$  – соответственно растянутая и сжатая часть общей площади поперечного сечения,  $\text{м}^2$ ;

$S_1$  и  $S_2$  – статические моменты площадей  $F_1$  и  $F_2$  относительно нейтральной линии сечения,  $\text{м}^3$ .

Отметим, что вопрос о положении нейтральной линии для данного предельного состояния легко решается. Результат этого решения – нейтральная линия делит поперечное сечение на две равновеликие площади. При этом получается, что при наличии оси симметрии (ось  $x$  – ось симметрии) именно эта ось будет нейтральной как в упругой стадии работы, так и в предельном состоянии. В этом случае будет справедливым равенство

$$S_1 = S_2 = S_x, \quad (4.42)$$



где  $S_x$  – статический момент половины сечения относительно нейтральной оси  $x$ .

Подобные сечения (имеющие ось симметрии  $x$ ) встречаются довольно часто. Это прямоугольник, круг, правильный многоугольник, стандартные прокатные профили – двутавр, швеллер и т.д. Для этих сечений выражение для предельного изгибающего момента принимает вид:

$$M_u^* = 2S_x \cdot \sigma_T \quad (4.43)$$

Сравним теперь значения  $M_u^*$  и  $M_u^T$  для выяснения резерва. Получим:

$$k = \frac{M_u^*}{M_u^T} = \frac{2S_x \cdot \sigma_T}{W_x \cdot \sigma_T} = \frac{2S_x}{W_x} \quad (4.44)$$

Теперь рассмотрим некоторые конкретные сечения изгибаемого бруса.

1. *Прямоугольник с размерами  $b \times h$ :*

Для такого сечения  $W_x = \frac{bh^2}{6}$ ;  $2S_x = 2 \cdot \frac{bh \cdot h}{2 \cdot 4} = \frac{bh^2}{4}$ ; тогда

$$k = \frac{bh^2 \cdot 6}{4 \cdot bh^2} = 1,5, \text{ т.е. резерв прочности составляет } 50\%.$$

2. *Стандартные профили проката.*

Швеллер №6,5 (ГОСТ 8240-72). По таблице сортамента  $S_x = 9,0 \text{ см}^3$ ;  $W_x = 15,0 \text{ см}^3$ .

$$k = \frac{2 \cdot 9}{15} = 1,2$$

Швеллер №36 (ГОСТ 8240-72):  $S_x = 350 \text{ см}^3$ ;  $W_x = 601 \text{ см}^3$ .

$$k = \frac{2 \cdot 350}{601} = 1,165$$

Двутавр №12 (ГОСТ 8239-72):  $S_x = 33,7 \text{ см}^3$ ;  $W_x = 58,4 \text{ см}^3$ .

$$k = \frac{2 \cdot 33,7}{58,4} = 1,154$$

Двутавр №40 (ГОСТ 8239-72):  $S_x = 545 \text{ см}^3$ ;  $W_x = 953 \text{ см}^3$ .

$$k = \frac{2 \cdot 545}{953} = 1,144$$

Малые значения резерва прочности говорят о высокой степени оптимальности (о выгодности) рассматриваемых форм поперечных сечений.

В таблице 4.1 приведены значения  $\frac{M_u^T}{\sigma_T}$ ;  $\frac{M_u^*}{\sigma_T}$  и  $k$  для некото-

рых форм поперечных сечений в порядке возрастания величины  $k$  (для самых рациональных форм поперечных сечений имеем самые малые значения  $k$ ).

Рассмотренные примеры (как было указано выше) относятся к случаю чистого изгиба. При поперечном изгибе, который встречается гораздо чаще, чем чистый, в поперечном сечении возникают еще (кроме изгибающего момента) поперечные силы  $Q$ , и, соответственно, касательные напряжения  $\tau$ .

Если решение задачи изгиба выполняется для упругой стадии работы, то в подавляющем большинстве случаев касательными напряжениями можно пренебречь (они на два порядка меньше нормальных). Вполне можно предположить, что и предельный изгибающий момент  $M_u^*$  мало изменится с появлением небольших касательных напряжений. В этом случае найденные выше значения  $M_u^*$  будут приближенными, хотя и с высокой степенью достоверности, значениями предельных нагрузок для случая поперечного изгиба. Исключениями могут служить случаи изгиба тонкостенных конструкций (практически не встречающихся среди металлургического оборудования) и коротких жестких балок-стенок, где придется учитывать влияние касательных напряжений.

Выше отмечалось, что сечение изгибаемого бруса (изготовленного из пластичного материала) в предельном состоянии полностью охвачено текучестью. На рис. 4.12 показан участок балки с подобным сечением. Черным цветом показаны зоны пластического течения с напряжением  $\sigma_{\max} = \sigma_T$ . Указанный участок бруса называют «пластическим шарниром». Момент в пластическом шарнире равен  $M_u^*$  и не может быть больше. При этом моменте деформация в шарнире становится бесконечно большой. Появление пластического шарнира убирает

одну связь. Рассмотрим несколько примеров определения несущей способности балок, связанных с образованием пластических шарниров.

Пример 6. Изгиб статически определимой балки (рис. 4.13, а). Рассмотрим балку на двух шарнирных опорах, нагруженную равномерно распределенной нагрузкой интенсивностью  $q$ . Эпюра изгибающих моментов показана под балкой. Максимальный изгибающий момент посередине пролета балки равен  $M_{\max} = \frac{ql^2}{8}$ . Именно в этом месте при возрастании нагрузки образуется пластический шарнир (рис. 4.13, б). Рассматривая равновесие балки в предельном состоянии, когда она превращается в механизм, получим:

а) для всей балки

$$\Sigma m_B = 0: -R_A^* \cdot l + q^* l \cdot \frac{l}{2} = 0 \Rightarrow R_A^* = \frac{q^* l}{2}. \quad (4.45)$$

б) для левой половины балки

$$\Sigma m_c = 0: -R_A^* \cdot \frac{l}{2} + q^* \cdot \frac{l}{2} \cdot \frac{l}{4} + M_u^* = 0, \quad (4.46)$$

откуда

$$M_u^* = R_A^* \cdot \frac{l}{2} - q^* \frac{l^2}{8} = \frac{q^* l}{2} \cdot \frac{l}{2} - \frac{q^* l^2}{8} = q^* \frac{l^2}{8};$$

$$q^* = \frac{8M_u^*}{l^2}. \quad (4.47)$$

При такой нагрузке исчерпывается несущая способность балки. При расчете по допускаемым напряжениям:

$$q^T = \frac{8M_u^T}{l^2} \quad (4.48)$$

Это следует из эпюры напряжений, показанной на рис. 4.13, а. Находим резерв прочности:

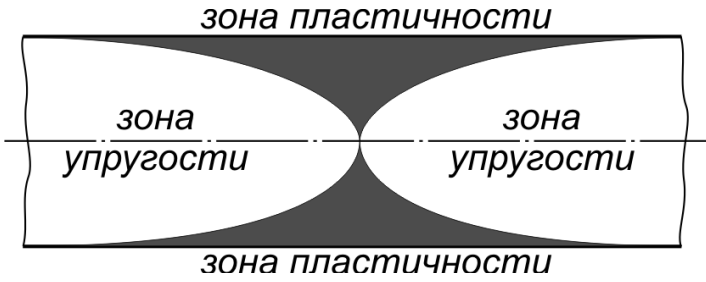


Рис. 4.12. Пластический шарнир

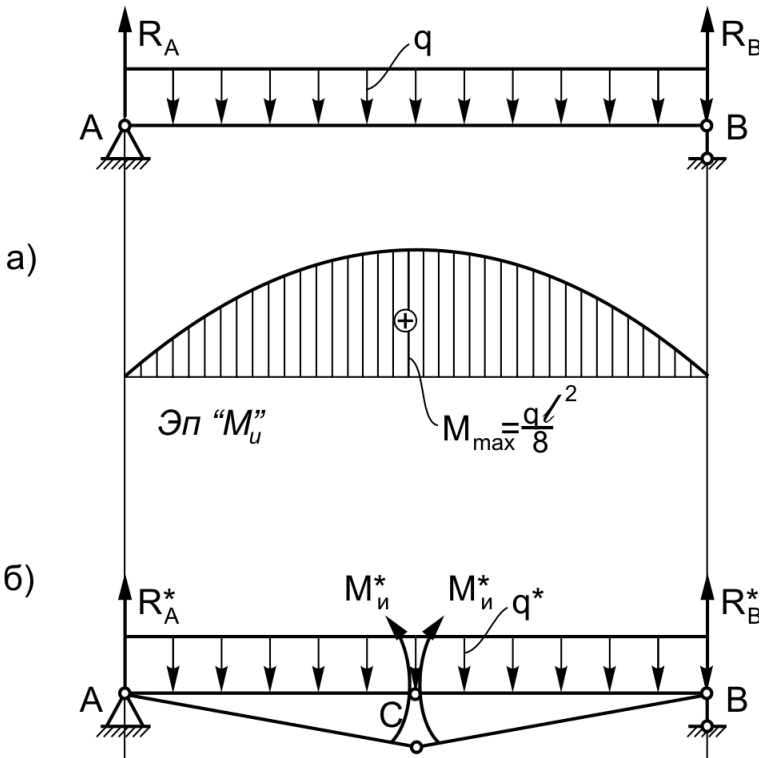
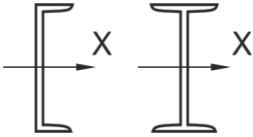
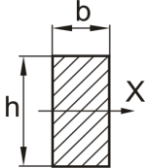
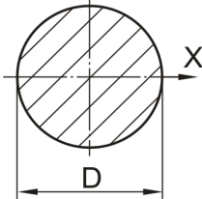
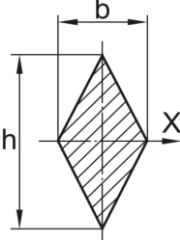
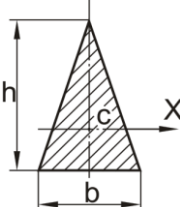


Рис. 4.13. Предельные состояния статически определимой балки

**Таблица 4.1**  
**Резервы прочности для различных сечений изгибаемого бруса**

Форма поперечного сечения	$\frac{M_u^T}{\sigma_T}$	$\frac{M_u^*}{\sigma_T}$	$k = \frac{M_u^*}{M_u^T}$
	$W_x$ из сортамента	$2S_x$ из сортамента	<b>1,14...1,20</b>
	$\frac{bh^2}{6}$	$\frac{bh^2}{4}$	<b>1,5</b>
	$\frac{\pi d^3}{32}$	$\frac{d^3}{6}$	<b>1,7</b>
	$\frac{5}{36}bh^2$	$\frac{5}{18}bh^2$	<b>2,0</b>
	$\frac{bh^2}{24}$	$\frac{bh^2}{6}(2 - \sqrt{2})$	<b>2,36</b>

$$k = \frac{q^*}{q^T} = \frac{8M_u^* \cdot l^2}{l^2 \cdot 8M_u^T} = \frac{M_u^*}{M_u^T}, \quad (4.49)$$

т.е. резерв прочности балки (статически определимой) равен резерву прочности ее опасного сечения.

Рассмотрим еще один пример.

Пример 7. Изгиб статически неопределимой балки (рис. 4.14). Данная балка один раз статически неопределима. Раскроем статическую неопределимость. Отбросим опору В, заменив ее реакцией  $R_B$ . Приравнявая перемещение  $u_B$  от внешней нагрузки  $q$  и от реакции  $R_B$ , получим уравнение:

$$-\frac{ql^4}{8EI} + \frac{R_B \cdot l^3}{3EI} = 0 \Rightarrow R_B = \frac{3}{8}ql. \quad (4.50)$$

Строим эпюру изгибающих моментов:

$$M = \frac{3}{8}ql \cdot x - q \frac{x^2}{2}. \quad (4.51)$$

Находим экстремальное значение момента:

$$\frac{dM}{dx} = \frac{3}{8}ql - qx_0 = 0 \Rightarrow x_0 = \frac{3}{8}l; \quad (4.52)$$

$$M_s = \frac{3}{8}ql \cdot \frac{3}{8}l - \frac{q}{2} \left( \frac{3}{8}l \right)^2 = \frac{9}{128}ql^2. \quad (4.53)$$

Найдем также изгибающий момент в опоре А:

$$M_A = M_{x=l} = \frac{3}{8}ql^2 - q \frac{l^2}{2} = -\frac{ql^2}{8} \quad (4.54)$$

Этот момент является максимальным для данной балки. Из выражения 4.53 можно найти предельное значение  $q^T$  (при расчете по допускаемым напряжениям). В этом случае получим:

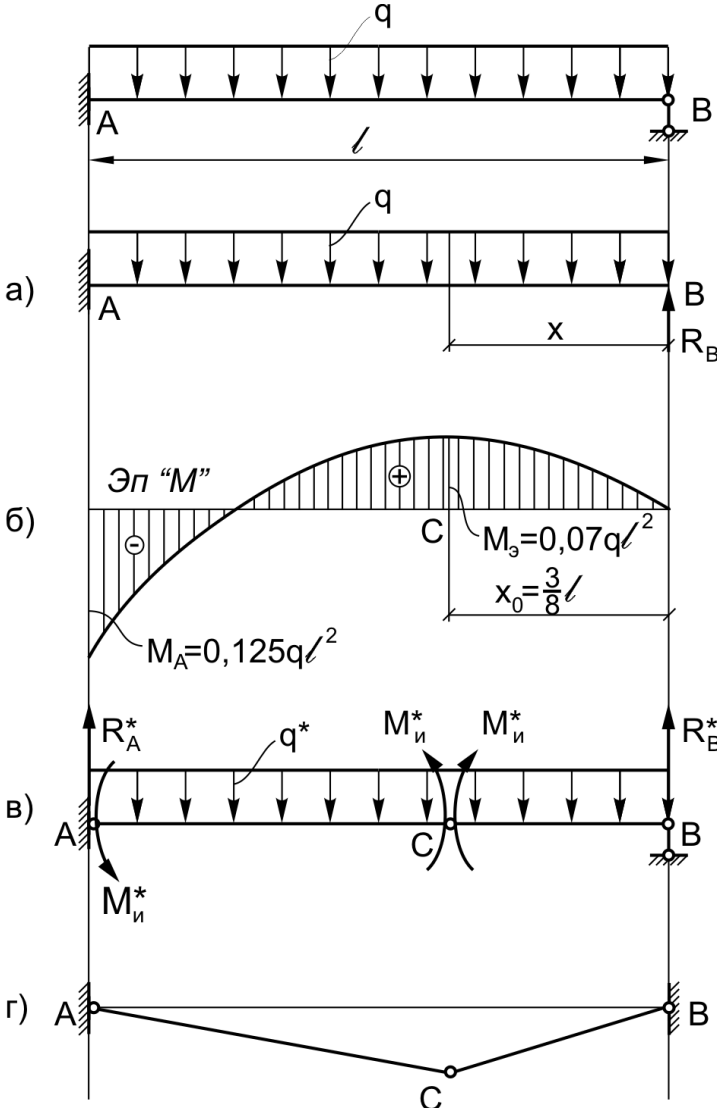


Рис. 4.14. Расчетные схемы для статически неопределимой балки

$$q^T = \frac{8M_u^T}{l^2} \quad (4.55)$$

При увеличении нагрузки  $q > q^T$  может быть достигнуто еще одно предельное состояние, которому соответствует внешняя нагрузка  $q^*$ . При этой нагрузке кроме пластического шарнира в опоре А появляется еще один пластический шарнир (на расстоянии  $\frac{3}{8}l$  от правой опоры).

При этом исходная система превращается в механизм. Схема нагружения балки в этот момент показана на рис. 4.14, в. Запишем уравнения равновесия

а) для всей балки:

$$\Sigma m_B = 0: R_A^* \cdot l - \frac{q^* l}{2} - M_u^* = 0 \quad (4.56)$$

б) для левой половины балки:

$$\Sigma m_c = 0: M_u^* + M_u^* + q \left( \frac{5}{8} l \right)^2 \cdot \frac{1}{2} - R_A^* \cdot \frac{5}{8} l = 0 \quad (4.57)$$

Решая эти уравнения совместно, получим:

$$q^* = \frac{176M_u^*}{15ql^2} = 11,7 \frac{M_u^*}{l^2} \quad (4.58)$$

Теперь можно сравнить полученные результаты:

$$k = \frac{q^*}{q^T} = \frac{11,7M_u^* \cdot l^2}{8M_u^T \cdot l^2} = 1,46 \frac{M_u^*}{M_u^T} \quad (4.59)$$

Отношение  $\frac{M_u^*}{M_u^T}$  рассматривалось раньше. Оно целиком определяется

формой поперечного сечения балки. Коэффициент 1,46 характеризует резерв, связанный со статической неопределенностью.



Такая балка даже при выгодной форме поперечного сечения (двутавр с  $k = 1,16$ ) имеет общий резерв прочности  $k = 1,46 \cdot 1,16 \approx 1,7$ , т.е. резерв составляет 70%, что более чем существенно и непременно должно учитываться во всех расчетах.

Пример 8. Кручение статически неопределимого круглого вала.

Рассмотрим круглый вал, защемленный двумя торцами и нагруженный сосредоточенным моментом  $m$  (рис. 4.15, а). Вал изготовлен из пластичного материала, и его прочность можно оценить как по допускаемым напряжениям, так и по предельному состоянию. В первом случае требуется раскрыть статическую неопределимость. Отбрасывая опору А и заменяя ее моментом  $M_A$ , составляем уравнение перемещений (рис. 4.15, б):

$$\varphi_A = 0 \quad (4.60)$$

$$\frac{m \cdot 4l}{GI_p} - \frac{M_A \cdot 5l}{GI_p}, \text{ откуда } M_A = \frac{4}{5}m \quad (4.61)$$

Эпюра крутящих моментов показана на рис. 4.15, в.

$$M_{\kappa}^I = M_A = \frac{4}{5}m; \quad M_{\kappa}^{II} = M_A - m = \frac{4}{5}m - m = -\frac{1}{5}m.$$

Максимальное значение момента:

$$M_{\kappa}^{\max} = \frac{4}{5}m \quad (4.62)$$

Из выражения (4.61), полагая  $M_{\kappa}^{\max} = M_{\kappa}^T$  и  $m = m^T$ , получим:

$$m^T = \frac{5}{4}M_{\kappa}^T \quad (4.63)$$

Предельное состояние данного вала наступит в тот момент, когда на обоих его участках крутящий момент достигнет величины  $M_{\kappa}^*$ . При этом уравнение равновесия в предельном состоянии:

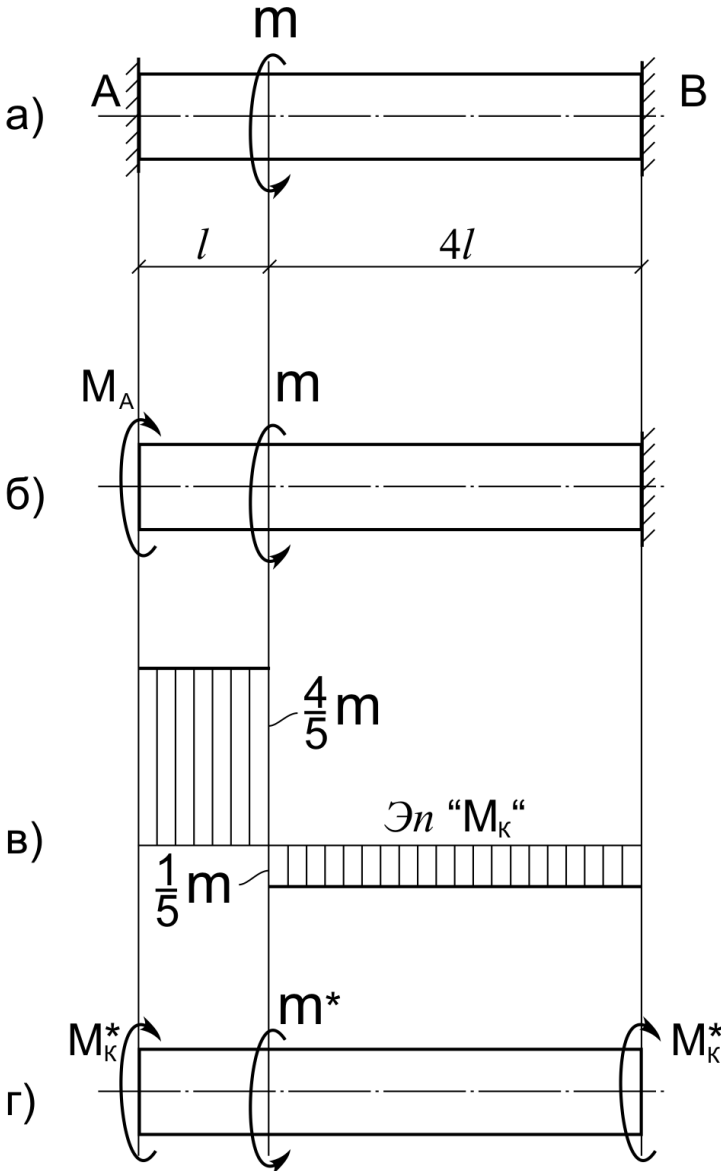


Рис. 4.15. Статически неопределимый вал

$$M_{\kappa}^* - m^* + M_{\kappa}^* = 0, \quad (4.64)$$

откуда получаем:

$$m^* = 2M_{\kappa}^*. \quad (4.65)$$

Резерв прочности составляет:

$$k = \frac{m^*}{m^T} = \frac{2M_{\kappa}^* \cdot 4}{5M_{\kappa}^T} = 1,6 \frac{M_{\kappa}^*}{M_{\kappa}^T}. \quad (4.66)$$

Если вал круглый, то  $\frac{M_{\kappa}^*}{M_{\kappa}^T} = 1,33$ . Тогда для рассматриваемого примера

$$k = 1,6 \cdot 1,33 = 2,13. \quad (4.67)$$

Рассмотренные примеры подтверждают сформулированное выше правило о том, что величина резерва связана с качеством распределения напряжений.

#### Пример 9. Кручение квадратного вала.

Некруглые валы довольно широко распространены в машиностроении, в том числе в металлургическом машиностроении. Как правило, это круглые валы, но имеющие ослабления – шпоночные канавки, шлицы, лыски и другие ослабления, предназначенные в основном для соединения валов между собой. Эти ослабления приводят к резкому повышению напряжений. Иногда начальное распределение напряжений настолько неравномерно, что такие валы недопустимо изготавливать из хрупких и даже высокопрочных материалов. В случае, если по каким-либо причинам изменить форму поперечного сечения вала не представляется возможным, следует поменять его материал на более пластичный. Тогда можно рассчитывать на выравнивание напряжений при появлении пластических деформаций. Одновременно можно поменять и метод расчета, приняв для материала вала идеализированную диаграмму Прандтля.

Выше уже рассматривался случай кручения круглого вала. Резерв прочности составляет для этого случая  $k = 1,33$ .

Рассмотрим вал квадратного поперечного сечения. Для этого вала имеется решение в упругой стадии работы. Основные формулы имеют вид:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\kappa}}{W_{\kappa}}; W_{\kappa} = 0,208a^3, \quad (4.68)$$

где  $a$  – сторона квадрата поперечного сечения.

Тогда предельный момент (при расчете по допускаемым напряжениям) равен:

$$M_{\kappa}^T = 0,208a^3 \cdot \tau_T, \quad (4.69)$$

где  $\tau_T$  – предел текучести при сдвиге для материала вала.

Решение для предельного состояния (с учетом пластических свойств, описываемых диаграммой Прандтля) может быть найдено на основе аналогии данной задачи с фигурой равного ската [54]. При этом

$$M^* = W_{\text{пл.к}} \cdot \tau_T, \quad (4.70)$$

где  $W_{\text{пл.к}}$  – момент сопротивления сечения пластическому кручению.

Величина  $W_{\text{пл.к}}$  может быть найдена на основе упомянутой выше аналогии как удвоенный объем фигуры равного ската (с углом ската  $\alpha = 45^\circ$ ), построенной на поперечном сечении вала как на основании. Для квадрата со стороной  $a$  такая фигура представляет собой пирамиду с квадратным основанием и высотой, равной  $a/2$ . Тогда:

$$W_{\text{пл.к}} = 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot a^2 \cdot \frac{a}{2} = \frac{a^3}{3}, \text{ а } M^* = 0,333a^3 \cdot \tau_T. \quad (4.71)$$

Таким образом, резерв составляет:

$$k = \frac{0,333a^3 \cdot \tau_T}{0,208a^3 \cdot \tau_T} = 1,6.$$

Это гораздо больше, чем для круглого вала. Аналогично может быть определен резерв для вала с любой формой поперечного сечения. При этом нужно иметь в виду, что задача кручения некруглых валов для идеально упругих материалов имеет особенности, которые необходимо учитывать при оценке их реальной прочности. Ряд поперечных сечений (рис. 4.16, а, б) – так называемые сечения, имеющие входящие углы – приводят к полной потере прочности (так как теоретически для

входящих углов  $\tau_{\max} = \infty$ ). На практике это означает, что при такой форме поперечного сечения прочность валов, изготовленных из хрупких материалов, будет чрезвычайно низкой. При этом теряет смысл как упругий расчет таких валов, так и их изготовление. Приемлемым остается только их изготовление из пластичных материалов и расчет по предельному состоянию с определением  $M^*$ .

По этой причине расчет некруглых валов по предельному состоянию приобретает особую важность, в ряде случаев оставаясь единственным эффективным вариантом определения разрушающих нагрузок. Может ли такой расчет (в отличие от упругого расчета) стать доступным инженеру? Да, упоминаемая выше геометрическая аналогия задачи кручения [54] допускает получение как точного, так и приближенного решения инженерными методами.

Ниже в сокращенном варианте дана общая методика расчета по предельному состоянию некруглых валов, а также приведен пример решения и результаты решения некоторых реальных задач.

Пример 10. Расчет «трефа на лысках».

Рассматривается кручение вала с поперечным сечением, образованным окружностью и двумя прямыми [55]. Для данного сечения требуется определить удвоенный объем фигуры равного ската (с углом ската  $\alpha = 45^\circ$ ), построенной на данном сечении как на основании.

На рис. 4.17 показано данное сечение, заданное параметрами  $R$  и  $e$ . В нижней части рисунка показаны горизонталы фигуры равного ската (они же – траектории касательных напряжений). В верхней части (первая четверть) – области, ограниченные линиями разрыва и внешним контуром.

Предельный момент  $M_k^*$  может быть найден по формуле (4.69), где

$$W_{пл,к} = 2S_i \quad (4.72)$$

Здесь  $S_i$  – статический момент (относительно внешнего контура) области поперечного сечения, ограниченной линиями разрыва и частью внешнего контура.

В заданном сечении три таких области (в силу симметрии рассматривается его четверть). Для первой области:

$$S_1 = \frac{1}{2} l^2 \int_0^a dy = \frac{1}{2} R^3 K^2 (1 - K), \quad (4.73)$$

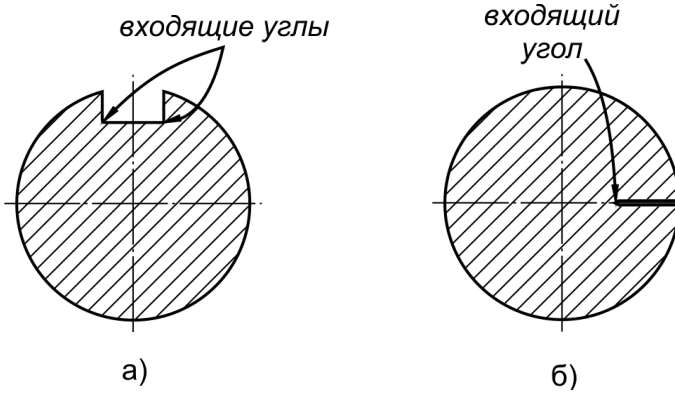


Рис. 4.16. Сечения некруглых валов, имеющие входящие углы

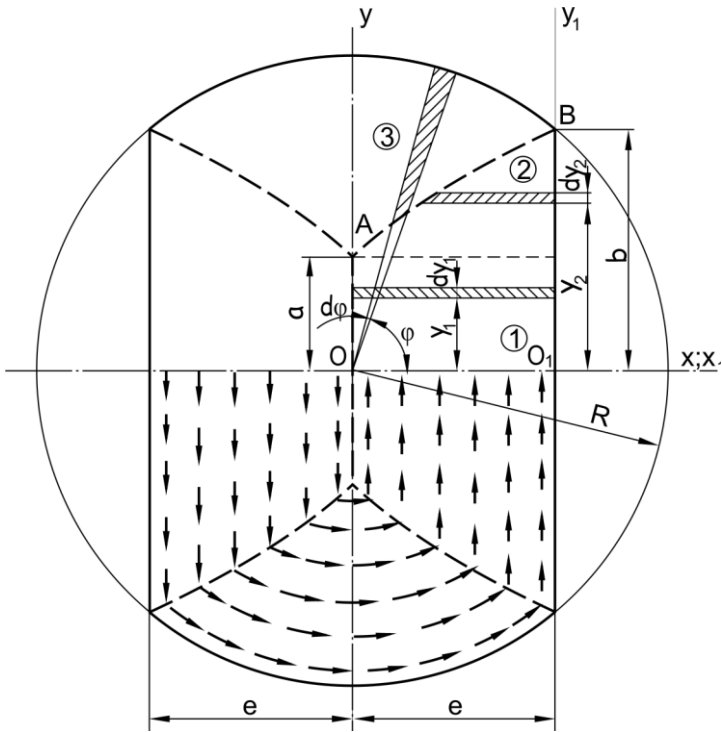


Рис. 4.17. Расчетная схема «трёфа на лысках»

где  $K = \frac{e}{R}$ .

Для второй области получим:

$$\begin{aligned} S_2 &= \frac{1}{2} \int_a^b x^2 dy = \frac{1}{2} \int_a^b \frac{(y^2 + l^2 - R^2)^2}{4(R-l)^2} dy = \\ &= \frac{1}{30} R^3 \left[ 2\sqrt{1-K^2} (1+K^2) + 7K^3 - K^2 - 4K - 2 \right] \end{aligned} \quad (4.74)$$

Для третьей области:

$$\begin{aligned} S_3 &= \frac{1}{6} R^3 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} d\varphi - \frac{1}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \rho^2 d\varphi + \frac{1}{3} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \rho^3 d\varphi = \frac{1}{6} R^3 \times \\ &\times \left[ \arcsin K + \sqrt{1-K^2} \left( \frac{4K^2 + 3K - 16}{15} \right) - \frac{14K^3 - 22K^2 - 8K - 16}{15} \right] \end{aligned} \quad (4.75)$$

После суммирования окончательно получим:

$$W_{пл.к} = R^3 \left\{ \frac{4}{3} \arcsin K + \frac{8}{9} \left[ (1-K)^3 - \sqrt{1-K^2} \left( 1 - \frac{3}{2} K - K^2 \right) \right] \right\} \quad (4.76)$$

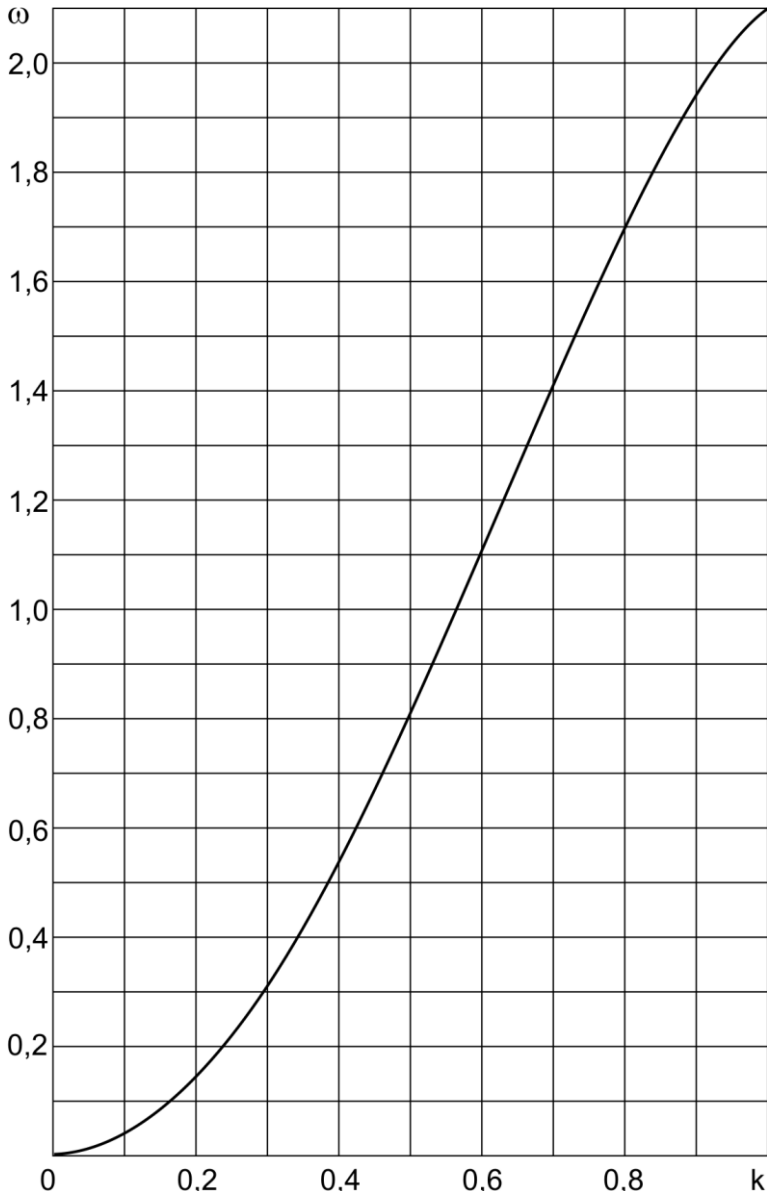
Результаты расчета по формуле (4.76) представлены на графике (рис. 4.18), который позволяет, зная величины  $R$  и  $K$ , и получив из графика значение  $w$ , получить предельный момент  $M_k^*$  в виде:

$$M_k^* = w \cdot R^3 \cdot \tau_T, \quad (4.77)$$

что удобно для практических инженерных расчетов.

### 4.3. Предельная нагрузка при циклическом нагружении

Работа деталей и узлов машин связана с переменными нагрузками, причем чаще всего это циклически повторяющиеся нагрузки. Они могут менять не только величину, но и направление, т.е. могут



**Рис. 4.18.** Несущая способность «трефа на лыжах»



быть знакопеременными. Характер нагружения данной детали во времени чаще всего задают в виде функции или графика изменения напряжения во времени (для опасного сечения). Несколько таких графиков показаны на рис. 4.19, а, б [56].

Основной эффект повторно-переменного нагружения заключается в снижении прочности детали при многократно повторяющейся циклической нагрузке. Причем это снижение зависит как от количественных, так и от качественных характеристик цикла нагружения.

Считается, что цикл нагружения полностью можно охарактеризовать двумя числами –  $\sigma_{\min}$  и  $\sigma_{\max}$  (минимальное и максимальное напряжения цикла) или  $\sigma_m$  и  $\sigma_a$  (постоянная и переменная составляющие цикла). Во втором случае напряжения называют соответственно средним и амплитудным.

Для качественной оценки цикла вводят характеристику, которая называется коэффициентом асимметрии цикла:

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}.$$

При  $r = +1$  циклическая нагрузка переходит в постоянную, статическую. Если  $r = 0$ , то такой цикл называют пульсирующим или отнулевым. Если  $r = -1$ , то цикл называют симметричным. Практика [57] показывает, что наиболее опасным циклом нагружения является симметричный цикл. В то же время, три цикла, изображенные на рис. 4.19, б ( $r_1 = r_2 = r_3$ ), считаются равноопасными, поскольку их коэффициенты асимметрии равны (считается, что конфигурация сигнала не оказывает влияния на прочность).

Прочность реальных деталей, нагруженных циклически изменяющейся нагрузкой, зависит от количества нагружений и характеристики цикла. Эта зависимость представлена на графиках (рис. 4.20) – на так называемых кривых Вёлера. Для большинства материалов, в том числе для конструкционных сталей, эти кривые имеют горизонтальные асимптоты, ординаты которых  $\sigma_r$  представляют собой предельные напряжения, называемые «пределами выносливости». Приведенные кривые показывают, что наиболее опасным циклом является симметричный цикл, для которого предел выносливости минимален ( $\sigma_{-1}$ ) [56].

Экспериментальное определение предела выносливости требует при формальном подходе бесконечного числа нагружений, что, разумеется, невыполнимо. Однако на практике можно ограничиться

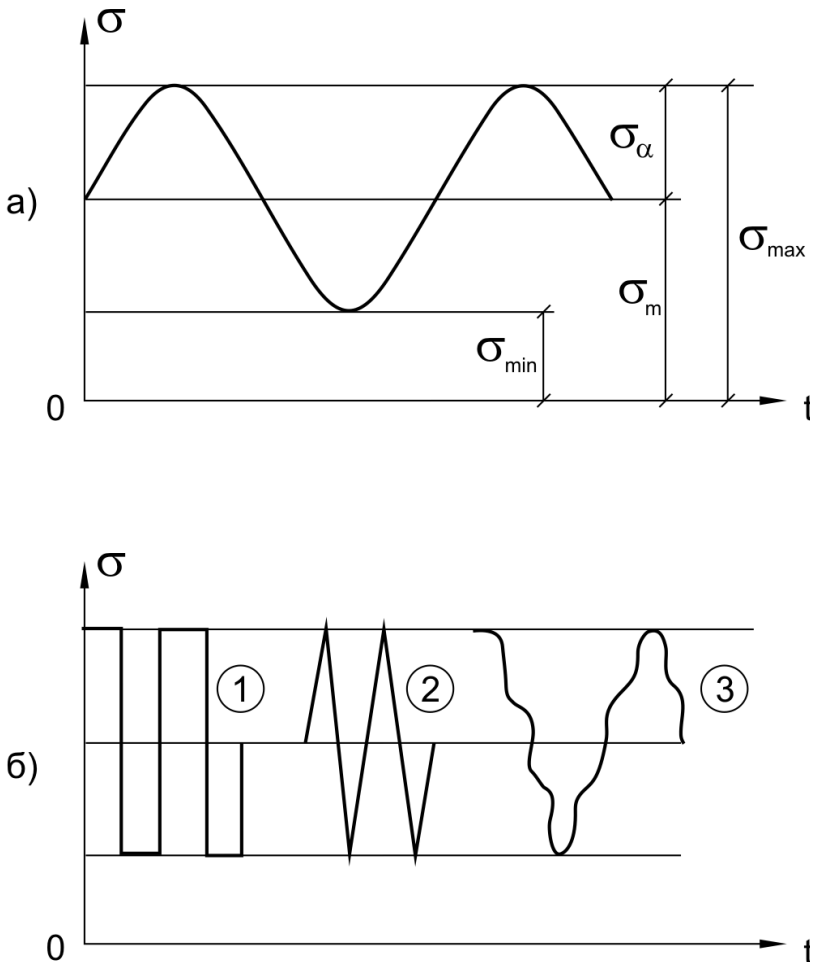


Рис. 4.19. Примеры различных циклов нагружения

большим, но реальным числом нагружений, чтобы получить значение  $\sigma_r$  с высокой точностью. Для сталей это число, называемое базовым числом циклов, равно  $N_0 = 10^7$  циклов. Для материалов, не имеющих явно выраженных асимптот у кривых Вёлера, принимают (при определении условного предела выносливости) большее базовое число циклов. Например, для цветных металлов и сплавов оно принимается равным  $N_0 = 10^8$  циклов [56].

Значения пределов выносливости различных конструкционных материалов для наиболее распространенных типов циклов ( $\sigma_{-1}$ ;  $\sigma_0$ ) приводятся в справочниках. Для приближенных расчетов можно воспользоваться эмпирическими формулами. Для конструкционных сталей предел выносливости при изгибе составляет:

$$\sigma_{-1} \approx (0,4 \dots 0,5) \sigma_B. \quad (4.78)$$

Для высокопрочных сталей можно воспользоваться зависимостью:

$$\sigma_{-1} \approx 400 + \frac{1}{6} \sigma_B. \quad (4.79)$$

Здесь  $\sigma_B$  выражено в МПа.

Для цветных металлов разброс значений  $\sigma_{-1}$  гораздо больше, он составляет:

$$\sigma_{-1} \approx (0,25 \dots 0,50) \sigma_B. \quad (4.80)$$

Если от изгиба перейти к растяжению-сжатию, то предел выносливости  $\sigma_{-1p}$  несколько уменьшается:

$$\sigma_{-1p} \approx (0,7 \dots 0,9) \sigma_{-1}. \quad (4.81)$$

Для касательных напряжений, реализуемых в случае испытания образцов на кручение, получим (для конструкционных сталей):

$$\tau_{-1} \approx 0,6 \sigma_{-1}. \quad (4.82)$$

Для легированных высокопрочных сталей и чугуна:

$$\tau_{-1} \approx 0,8 \sigma_{-1}. \quad (4.83)$$

Одним из главных вопросов в рамках данной главы является связь между предельным напряжением и предельной нагрузкой. В качестве предельных напряжений теперь выступают пределы выносливости. Наша задача найти для конкретной детали соответствующую предельную нагрузку. Для ответа на этот вопрос нужно хотя бы приблизительно оценить физическую сторону процесса разрушения при циклических нагрузках.

Исследования этого процесса показывают, что разрушение наступает при очень малых пластических деформациях детали. В целом их можно считать упругими и выполнять расчет по допускаемым напряжениям, т.е. считать справедливыми для детали формулы сопротивления материалов и теории упругости. Разрушение начинается локально в отдельных (чаще всего очень малых) областях, где максимальное напряжение достигает величины  $\sigma_{\max} = (0,6 \dots 0,7)\sigma_{0,2}$ . В этих местах возникают пластические деформации уже на ранних стадиях развития усталостного разрушения. Сказанное относится к тем зернам поликристаллического тела, которые ориентированы так, что их плоскости наименьшего сопротивления скольжению совпадают с плоскостями действия максимальных касательных напряжений. В этих зернах (в микроскопических объемах материала) происходят разрушения; при этом образуются микротрещины, постепенно растущие и образующие макротрещину, которая впоследствии и приводит к разрушению.

Важно отметить, что основной объем материала детали на всех стадиях разрушения остается упругим.

Выше отмечалось, что предельным напряжением для данного варианта расчета является предел выносливости  $\sigma_r$ . Однако эта величина определяется экспериментально на стандартных образцах. Будет ли она такой же по величине и для реальной детали? К сожалению, это не так. В отличие от статического нагружения, для которого предельные напряжения ( $\sigma_T$ ,  $\sigma_{0,2}$ ,  $\sigma_B$ ) являются величинами достаточно стабильными, при циклическом нагружении величина  $\sigma_r$  существенно зависит от параметров реальной детали.

Основными факторами, наиболее существенно влияющими на величину предела выносливости, являются [58]:

1. Концентрация напряжений.
2. Состояние поверхности детали.
3. Абсолютные размеры детали.

Понятие о концентрации напряжений рассматривалось выше, в разделе 4.2 – пример 1. Это был случай растяжения пластины с отверстием (рис. 4.6). На этом рисунке показано, как сильно может измениться эпюра напряжений при изменении формы детали.

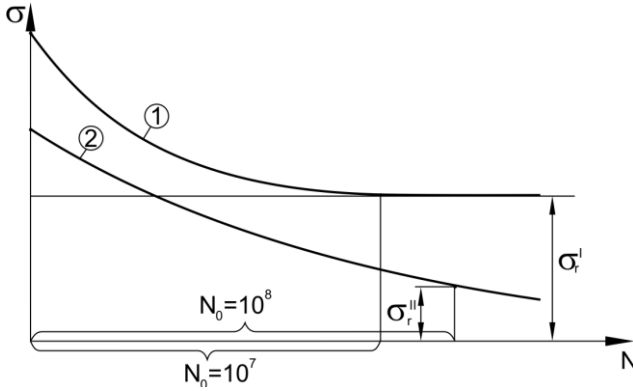


Рис. 4.20. Кривые выносливости

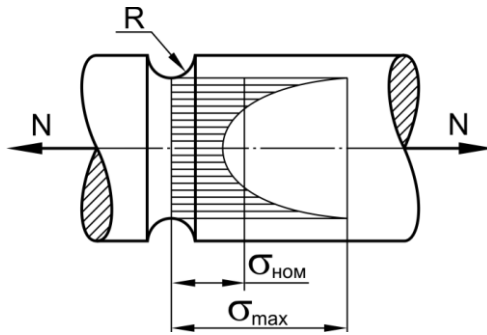


Рис. 4.21. Растяжение стержня с кольцевой канавкой

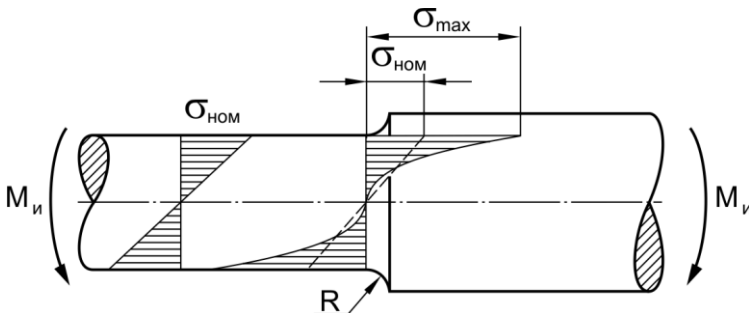


Рис. 4.22. Изгиб ступенчатого бруса

В зависимости от размеров пластины и отверстия можно получить 2-х, 3-х кратное увеличение напряжения. Аналогичная картина наблюдается и в других случаях (рис. 4.21 и 4.22), когда стержень с проточкой растягивается силами  $N$  или ступенчатый брус изгибается моментами  $M$ . В обоих случаях легко находятся номинальные напряжения (по формулам сопротивления материалов). Коэффициенты концентрации напряжений также могут быть найдены по справочникам. В крайнем случае, они могут быть определены экспериментально.

Важным является вопрос о влиянии на усталостную прочность концентрации напряжений. Выше было показано, что в статике (при однократном нагружении) концентрация напряжений опасна только для хрупких материалов и практически не ослабляет деталей, изготовленных из пластичных материалов (в том числе малоуглеродистых сталей). При циклическом нагружении влияние концентрации напряжений более существенно. Даже пластичные материалы ведут себя как более хрупкие. При этом пределы выносливости деталей (и образцов) с концентраторами уменьшаются.

При однократном нагружении вводились так называемые теоретические коэффициенты концентрации напряжений (при деформациях в пределах упругости):

$$\alpha_{T\sigma} = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{ном}}}; \quad \alpha_{T\tau} = \frac{\tau_{\max}}{\tau_{\text{ном}}}. \quad (4.84)$$

Для оценки усталостной прочности вводится понятие эффективных коэффициентов концентрации напряжений  $K_{r\sigma}$ ,  $K_{r\tau}$ .

$$K_{r\sigma} = \frac{\sigma_r}{\sigma_r^*}; \quad K_{r\tau} = \frac{\tau_r}{\tau_r^*}. \quad (4.85)$$

Здесь  $\sigma_r$ ,  $\tau_r$  – пределы выносливости стандартных образцов;

$\sigma_r^*$ ;  $\tau_r^*$  – пределы выносливости образцов с концентраторами напряжений.

Итак, требуемые величины  $K_{r\sigma}$ ,  $K_{r\tau}$  могут быть найдены экспериментально. Понятно, что в связи с многообразием деталей и концентраторов задача становится нелегкой. Решение ее требует больших затрат времени и материальных ресурсов. В связи с этим на практике определяют в экспериментах эти коэффициенты только для симметричного цикла, т.е. находят

$$K_{-1\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1}}; K_{-1\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{-1}}. \quad (4.86)$$

При этом чаще всего индекс -1 опускают, обозначая:

$$K_{-1\sigma} = K_{\sigma}; K_{-1\tau} = K_{\tau}. \quad (4.87)$$

На рис. 4.23, 4.24 и 4.25 приведены значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений для случая изгиба, кручения и растяжения-сжатия круглого валика ступенчатой формы, причем приводятся данные для материалов разной прочности и пластичности.

Отметим, что даже ограничившись одной характеристикой цикла ( $r = -1$ ), трудно выполнить эксперименты по всей номенклатуре деталей, работающих при циклической нагрузке. Поэтому в расчетной практике имеются достаточно простые эмпирические зависимости для определения  $K_{\sigma, \tau}$ . Наиболее распространенная среди них следующая [56]:

$$K_{\sigma, \tau} = 1 + q(\alpha_{\tau} - 1). \quad (4.88)$$

Здесь  $q$  – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений; его можно найти по графикам (рис. 4.26) в зависимости от предела прочности материала и теоретического коэффициента концентрации напряжений.

Наиболее чувствительными к концентрации напряжений являются высокопрочные и хрупкие материалы, для которых  $q$  близко к единице. Исключением является серый чугун, для которого  $q$  близко к нулю. Объясняется это наличием большого числа внутренних (более сильных) концентраторов напряжений в виде зерен графита. Для конструкционных сталей значения  $q$  составляют примерно 0,6...0,8.

Рассмотрим теперь влияние состояния поверхности детали на ее циклическую прочность. При этом надо иметь в виду, что максимальные напряжения, как правило, возникают на поверхности детали, и соответственно, разрушение ее начинается с поверхностного слоя. В связи с этим при расчетах на усталостную прочность вводят коэффициент качества поверхности:

$$K_F = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1}}. \quad (4.89)$$

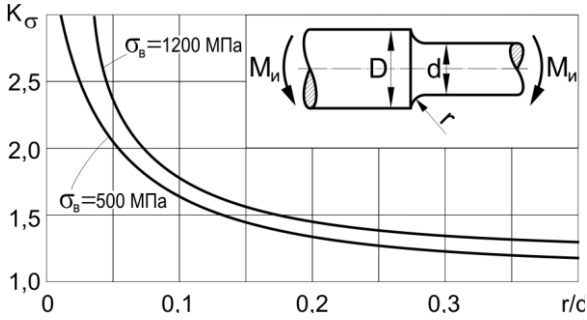


Рис. 4.23. Значения  $K_\sigma$  при изгибе

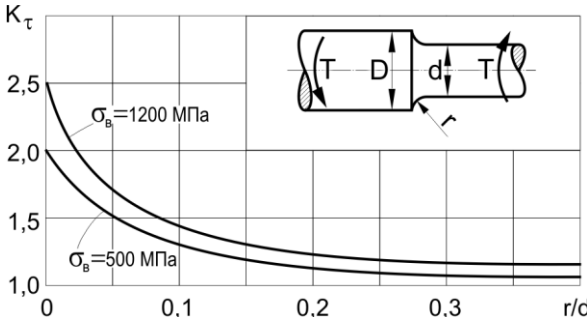


Рис. 4.24. Значения  $K_\tau$  при кручении

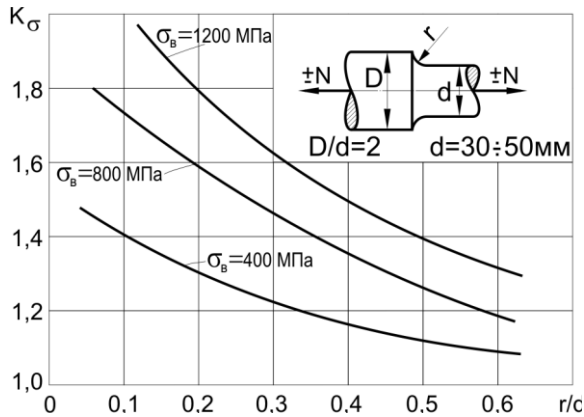


Рис. 4.25. Значения  $K_\sigma$  при растяжении-сжатии



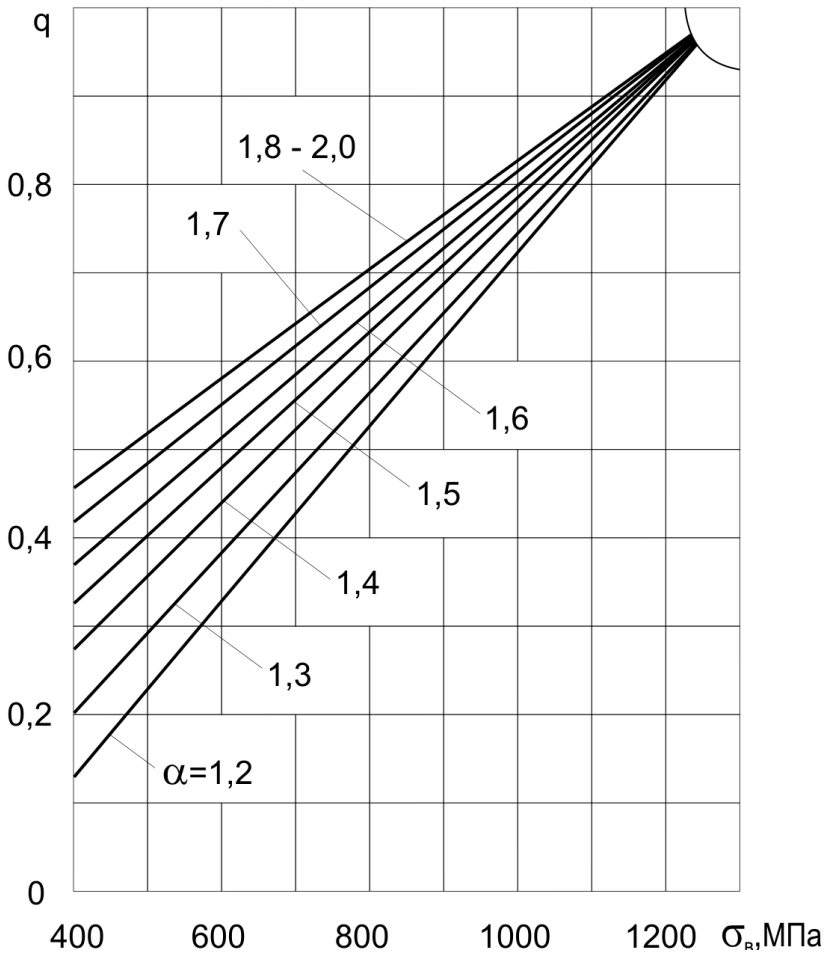


Рис. 4.26. Чувствительность материала к концентрации напряжений

Здесь  $\sigma'_{-1}$  – предел выносливости образца с данной шероховатостью (измеряемой в микрометрах по ГОСТ 2789-73);

$\sigma_{-1}$  – предел выносливости стандартного образца, имеющего полированную поверхность.

На рис. 4.27 приведены значения  $K_F$  в зависимости от шероховатости поверхности образца и прочности материала. Из графиков рис. 4.27 видно, что наиболее чувствительными к качеству поверхности являются образцы из высокопрочных материалов [58].

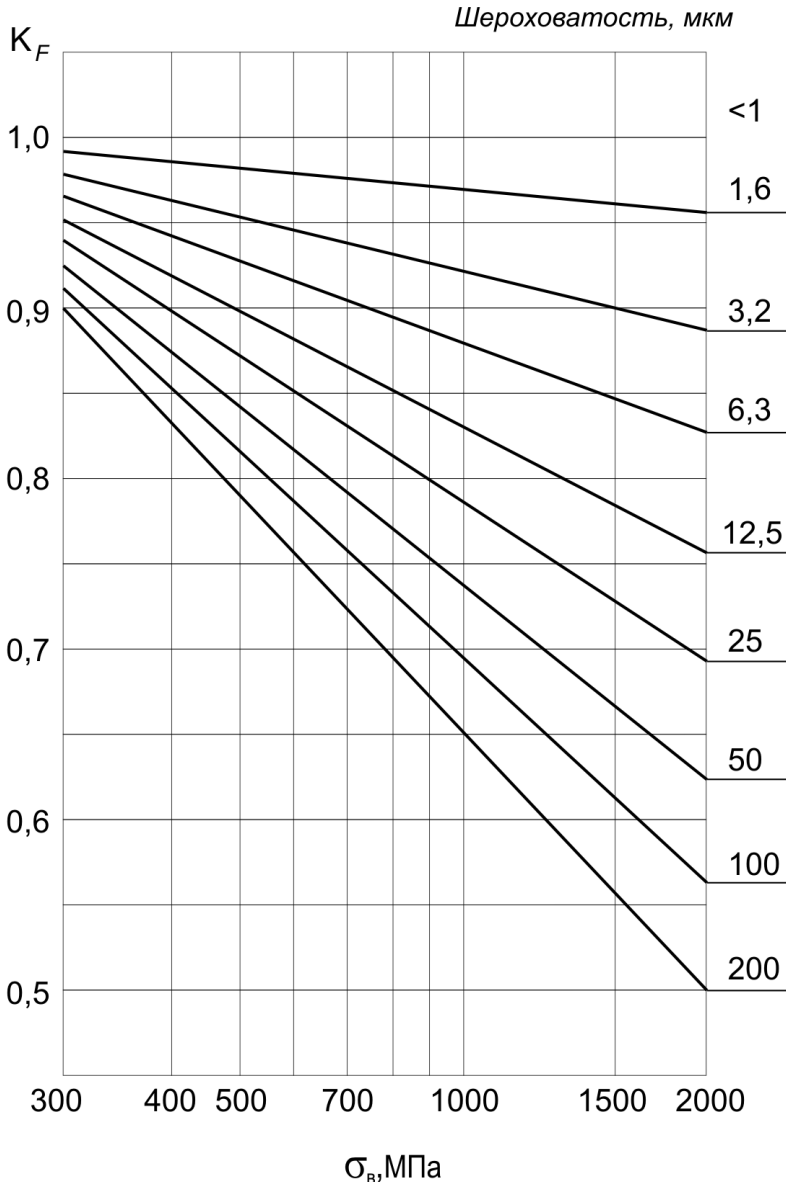
Шероховатость поверхности является одним из параметров ее качества. Существует много технологических операций, улучшающих состояние поверхности деталей. Сюда можно отнести термическую обработку (поверхностная и объемная закалка), термохимическую (азотирование, цементация и т.д.). Поверхность может быть обработана механически (обкатка роликом, обдувка дробью). Эти виды обработки могут обеспечить прочность более высокую, чем у стандартного образца. Ниже будут рассмотрены наиболее эффективные меры улучшения состояния поверхности.

Еще один фактор, существенно влияющий на усталостную прочность, называют масштабным. Суть эффекта заключается в том, что более крупные детали оказываются относительно менее прочными (чем следует из масштабных преобразований). Снижение предела выносливости с увеличением размеров детали называют масштабным эффектом. Данная зависимость имеет асимптотический характер, т.е. при очень крупных размерах дальнейшее снижение усталостной прочности практически останавливается. Максимально установленным (т.е. экспериментально подтвержденным) является снижение величины  $\sigma_{-1}$  примерно в два раза. Масштабный эффект зависит также от материала детали. Эффект связывают обычно со статистическим характером возникновения микротрещин, неоднородностью напряженного состояния в пределах малых объемов материала. По отношению к этим явлениям геометрическое подобие невозможно. Отсюда следует и невозможность силового подобия [11].

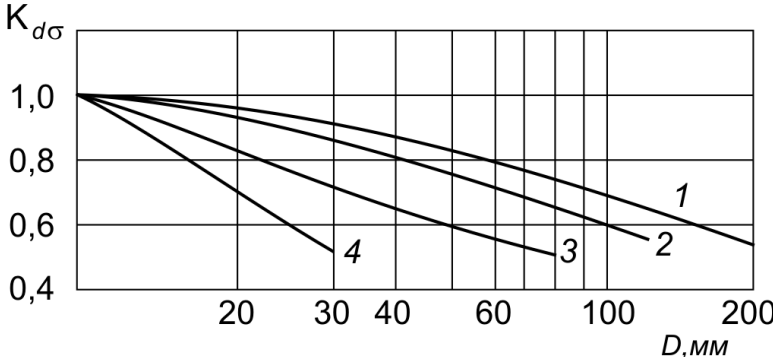
На рис. 4.28 приведены зависимости предела выносливости от размеров, материала и концентрации напряжений.

Нужно отметить, что масштабный эффект изучен явно недостаточно, и это ограничивает возможности уточнения расчетных величин напряжений.

Приведем некоторые формулы, представляющие собой условия прочности при симметричных циклах нагружения. Для случая растяжения-сжатия (и изгиба):



**Рис. 4.27.** Влияние состояния поверхности



**Рис. 4.28.** Влияние масштабного фактора:

1. Углеродистая сталь. Концентрация напряжений отсутствует.
2. Высокопрочная легированная сталь ( $\sigma_b = 1000-1200$  МПа). Концентрация напряжений отсутствует.
3. Легированная сталь с концентратором.
4. Любая сталь с сильным концентратором типа надреза.

$$\sigma_{\max} \frac{K_{\sigma}}{K_F \cdot K_d} \leq [\sigma]; \quad (4.90)$$

для случая чистого сдвига:

$$\tau_{\max} \frac{K_{\tau}}{K_F \cdot K_d} \leq [\tau]. \quad (4.91)$$

Для плоского напряженного состояния:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\left( \sigma \frac{K_{\sigma}}{K_F \cdot K_d} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} \right)^2 \left( \tau \cdot \frac{K_{\tau}}{K_F \cdot K_d} \right)^2} \leq [\sigma]. \quad (4.92)$$

При несимметричных циклах нагружения условия прочности могут быть записаны в виде:

$$\sigma_{\alpha}^* = \sigma_{\alpha} \frac{K_{\sigma}}{K_F \cdot K_d} + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} \sigma_m \leq [\sigma]. \quad (4.93)$$

Для случая чистого сдвига:

$$\tau_{\alpha}^* = \tau_{\alpha} \frac{K_{\tau}}{K_F \cdot K_d} + \frac{\tau_{-1}}{\tau_B} \tau_m \leq [\tau]. \quad (4.94)$$

Для плоского напряженного состояния:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{(\sigma_{\alpha}^*)^2 + \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}}\right)^2 (\tau_{\alpha}^*)^2} \leq [\sigma], \quad (4.95)$$

где  $\sigma_{\alpha}^*$  и  $\tau_{\alpha}^*$  – эквивалентные напряжения симметричного цикла, определяемые по формулам (4.93) и (4.94).

Если в формулах (4.90-4.95) положить  $[\sigma] = \sigma_{-1}$  и  $[\tau] = \tau_{-1}$ , то все остальные параметры ( $\sigma$ ;  $\tau$ ;  $\sigma_{\alpha}$ ;  $\sigma_m$ ;  $\tau_{\alpha}$ ;  $\tau_m$ ;  $\sigma_{\text{экв}}$ ) будут соответствовать базовому числу циклов. Другими словами, можно считать, что в этом случае усталостного разрушения не наступит. Этому состоянию будут соответствовать внутренние силовые факторы ( $N$ ,  $Q$ ,  $M_{\text{и}}$ ,  $M_{\text{к}}$ ) и связанные с ними уравнениями равновесия внешние нагрузки.

При определении внутренних силовых факторов пользуются формулами сопротивления материалов и теории упругости, например, формулами (4.2), которые при расчете на выносливость принимают вид:

$$\text{а) для растяжения-сжатия } N_{-1} = \frac{K_F \cdot K_d \cdot F}{K_{\sigma}} \sigma_{-1p}; \quad (4.96)$$

$$\text{б) для изгиба } M_{u,-1} = \frac{K_F \cdot K_d \cdot W_u}{K_{\sigma}} \sigma_{-1u}; \quad (4.97)$$

$$\text{в) для чистого сдвига } M_{\kappa,-1} = \frac{K_F \cdot K_d \cdot W_p}{K_{\tau}} \tau_{-1}. \quad (4.98)$$

Поскольку деформации считаются упругими, то остаются справедливыми и формулы суммирования, по которым (согласно существующим критериям прочности) суммируются напряжения.

По формулам (4.96-4.98) и аналогичным им можно найти предельные максимальные нагрузки, которые еще не вызывают при длительной эксплуатации усталостных разрушений. Если действующие нагрузки превышают те, которые найдены по формулам (4.96-4.98), то долговечность соответствующих деталей будет ограниченной.

Остановимся на том, какие меры могут быть предприняты для повышения усталостной прочности, т.е. для увеличения  $N_{-1}$ ;  $M_{и,-1}$ ;  $M_{к,-1}$ . Конечно, снижение уровня действующих напряжений является полезной мерой, но редко когда выполнимой в связи с ограничением габаритов деталей и узлов машины. Еще труднее изменить характеристику цикла (сделать ее более благоприятной). Только в отдельных случаях, например, в предохранительных элементах, можно, применяя предварительное напряжение, улучшить характеристику цикла и тем самым повысить усталостную прочность отдельной детали.

Другие варианты представляют собой способы влияния на коэффициенты  $K_{\sigma}$ ;  $K_{\tau}$ ;  $K_F$ ;  $K_d$ , входящие в формулы (4.96-4.98). Прежде всего, для повышения усталостной прочности коэффициенты  $K_{\sigma}$  и  $K_{\tau}$  надо уменьшать. Выше было показано, что эти коэффициенты зависят от концентрации напряжений и от материала детали.

Влияние формы детали (ее резких изменений) хорошо известно как инженерам-проектировщикам, так и практикующим инженерам-механикам. Имеется много приемов снижения влияния концентрации напряжений (увеличение радиусов галтелей, изменение формы отверстий, выполнение разгрузочных канавок, рассверливание концов распространяющихся трещин и т.д.). Эти приемы широко (хотя и не всегда) применяются в инженерной практике.

Тем не менее, имеется все же один нюанс, который не всегда учитывается, и связан он с тем, что более прочные материалы сильнее реагируют на концентрацию напряжений. Увлечение прочными и сверхпрочными материалами может оказать плохую услугу конструктору. Сочетание высокопрочных (и одновременно малопластичных) материалов и высокой концентрации напряжений следует считать недопустимым. Этому есть немало доказательств. Вот одно из них.

В 1960 г. на металлургическом комбинате им. Ильича был запущен мощный листопркатный комплекс – стан 1700 горячей прокатки. В течение следующего года эксплуатации было разрушено 128 прокатных валков – деталей крупных и дорогих. Такое количество

поломок привело к невозможности ритмичной и производительной работы стана. Причиной большого количества поломок (естественно, не считая неизбежных нарушений технологии по температурному режиму прокатки) явилось упоминавшееся выше неблагоприятное сочетание формы и материала. Приводные концы валков имели резкое изменение формы (трапециевидные вырезы для передачи крутящих моментов). Материал валков – высокопрочная легированная сталь малой пластичности – выбиралась не по условию прочности. Основным фактором выбора материала было обеспечение качества поверхности прокатываемой полосы. Именно по этой причине заменить материал валков было практически невозможно. Пришлось пойти на изменение формы. Приводной конец валка был реконструирован. Его поперечное сечение было выполнено в виде круга с двумя симметричными лысками. Тем самым концентраторы напряжений были ликвидированы и поломки валков практически прекратились.

Еще один способ повысить усталостную прочность заключается в улучшении качества поверхности детали. Анализ напряженного состояния деталей машин (в том числе и металлургических машин) показывает, что наибольшие напряжения возникают (в подавляющем большинстве случаев) в поверхностном слое этих деталей. Именно в этом слое желательно создать наибольшее сопротивление зарождению и дальнейшему распространению трещин усталости. Грубая поверхность со следами коррозии или бороздками от резца существенно ослабляет деталь. Однако было бы ошибочным считать, что единственным вариантом улучшения поверхности детали является ее шлифование и полировка. Выше уже отмечалось, что поверхность можно улучшить термической и термомеханической обработкой, а также поверхностным пластическим деформированием (ППД).

Остановимся более подробно на последнем технологическом приеме. Поверхностное пластическое деформирование широко применяется для деталей типа тел вращения. В этом случае обработку можно выполнять на обычном токарном станке, заменив резец на твердосплавный шарик или ролик, прижимаемый к поверхности детали. Усилие прижима подбирается таким, чтобы в зоне контакта инструмента и детали появлялись пластические деформации. В этом случае после обработки в поверхностном слое детали сохраняются остаточные напряжения сжатия, препятствующие зарождению трещин усталости. Подобным образом можно на 30...50% повысить усталостную прочность детали, а ее долговечность можно увеличить на 1...2 порядка. Особенно эффективным может оказаться такой прием для предохранительных деталей, усталостное разрушение которых желательно исключить (в

крайнем случае, существенно уменьшить вероятность такого разрушения). Так, обработка ослабляющей проточки брехшпинделя методом ППД может в 10...15 раз повысить его долговечность (продолжительность работы до разрушения). Отметим, что такая операция проста, технологична и выполнима в условиях любого механического цеха.

Для деталей более сложной формы операция ППД может быть выполнена в другом варианте – например, как дробеструйная обработка. При этом поверхность детали обстреливается стальными шариками. Результат аналогичен тому, который получают обкаткой роликом на станках. Этим способом можно обрабатывать детали сложной формы (например, корпусные детали). Убедительным примером могут служить тарельчатые пружины, вся поверхность которых обдувается дробью. Это позволяет на порядок повысить долговечность пружин.

Приведенные примеры далеко не исчерпывают имеющихся возможностей повышения усталостной прочности за счет модернизации поверхности [59]. Инженерия поверхности в настоящее время является одним из самых перспективных направлений как в разработке фундаментальных вопросов прочности, так и в прикладных задачах по повышению ресурса работы машин. В этом направлении можно ожидать в ближайшее время радикальных результатов.

Следует остановиться и на «масштабном эффекте», который связывает усталостную прочность с абсолютными размерами детали. Правда, и здесь не обошлось без свойств материалов – наиболее резко масштабный эффект проявляется для высокопрочных материалов.

Отдельные испытания крупных деталей и образцов показывают, что прочность этих деталей оказывается почти в два раза меньше расчетной. Количество таких испытаний явно недостаточно для серьезных выводов о прочности. Затруднения начинаются с отсутствия соответствующей испытательной техники. С другой стороны, металлургические машины имеют очень крупные детали и узлы. Это шпиндели прокатных станов, имеющие диаметр  $d = 600...800$  мм и массу 20...40 т; шестерни и вал-шестерни редукторов и шестеренных клетей, валки, станины рабочих клетей. Поломка такой детали приносит миллионные убытки. Знания об усталостной прочности этих деталей могли бы исключить аварийные поломки.

К сожалению, природа проявления «масштабного фактора» также достоверно не установлена. Две основные версии о причинах проявления «масштабного эффекта» во многом противоречат друг другу [60]. Одна из них связывает рассматриваемый эффект со статистической природой распределения дефектов в объеме нагруженной детали (чем крупнее деталь, тем больше в ней дефектов, инициирую-



щих зарождение усталостной трещины). Вторая версия связывает этот эффект с энергоемкостью (удельной энергоемкостью) детали и влиянием ее на прочность. Если это так, то влиять на прочность должна энергоемкость всей испытательной машины. Кроме того, это означает, что усталостная прочность одной и той же детали будет разной в зависимости от энергоемкости машины, в которой она будет работать. Возможно, что на практике так и есть, однако все изложенное требует солидной экспериментальной проверки.

### **Выводы**

Мы убедились в том, что даже к определению самого понятия «прочность» нет единого подхода. Это понятие связывают с предельными напряжениями, разрушающими нагрузками, а теперь и со способностью детали выполнять возложенные на нее функции. Введенное определение функциональной прочности является наиболее важным с практической точки зрения.

Мы познакомились также с вариантами определения предельных (по смыслу – разрушающих) нагрузок и с различными подходами (часто неординарными) к повышению этих нагрузок, т.е. с вариантами повышения прочности деталей. Без решения этой задачи невозможно практически обеспечить требуемую долговечность машин или защитить их от аварийных поломок.

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК

### 5.1. Определение разрушающих нагрузок

**В**ыше отмечалось, что такое понятие, как «прочность», всегда связано с разрушением. Основная задача проектирования – не допустить преждевременного разрушения детали. Для особых деталей, например, расходуемых элементов (РЭ) предохранительных устройств (ПУ), требования формулируются иначе – обеспечить разрушение данной (предохранительной) детали при строго определенной нормативной нагрузке [61].

Понятно, что в любом случае для оценки прочности (и определения коэффициента запаса прочности) нужно уметь определять для деталей разрушающие нагрузки. Эту задачу нельзя считать простой по причине того, что слишком много особенностей имеет характер нагружения детали (температура, скорость нагружения, характер напряженного состояния, временные изменения нагрузки и свойств материала и т.д.).

Выше рассматривались примеры определения предельных нагрузок для различных объектов. При этом всегда выполняется идеализация объекта, принятие определенной расчетной схемы. По получении результата всегда остается доля неопределенности, связанная с точностью принятой расчетной схемы.

Экспериментальное определение разрушающих нагрузок дает более полную информацию о детали, хотя и требует дополнительных затрат на проведение эксперимента. При эксперименте практически всегда имеется соответствие испытываемой детали той детали, которая работает в производстве; это означает, что отпадает необходимость как-то идеализировать материал. Часто деталь имеет размеры и форму, допускающие испытывать ее в натуральную величину. Это также повышает точность определения разрушающей нагрузки.

Трудности приведения в соответствие характера нагружения детали во времени также решаются довольно интенсивно. Многие испытательные машины оснащены компьютерными блоками, в программах которых записаны нагрузки, переменные во времени. Имеются возможности для испытания подобным образом крупных узлов и машин на специально созданных испытательных стендах.

Известно, что имеются крупные исследовательские центры, оснащенные специальными стендами, на которых могут быть испыта-

ны такие транспортные средства, как локомотивы и вагоны различного назначения. При этом нагрузки имитируются с высокой степенью точности. И это есть фактические нагрузки, возникающие на конкретных участках железных дорог. Понятно, что подобные стендовые испытания дороги, но все же они дешевле натуральных испытаний.

Для некоторых машин (в том числе крупных металлургических машин) натурные испытания чрезвычайно затруднены, а в ряде случаев полностью исключены. Стоимость некоторых крупных деталей составляет миллионы гривен. Это шпиндели главных приводов, станины, валки и другие детали, прочность которых зачастую недостаточна [27]. Для таких деталей реальными являются испытания масштабных моделей. При этом должны быть соблюдены все соотношения подобия.

Приведем несколько примеров определения разрушающих нагрузок для некоторых деталей и устройств.

Пример 1. Испытания предохранительных устройств с определением разрушающей нагрузки для расходуемых элементов [62]. Одними из самых распространенных ПУ для металлургических машин являются муфты предельного момента со срезными пальцами. Испытать подобную муфту в натуральную величину затруднительно, т.к. отсутствуют испытательные машины на кручение соответствующей мощности. В то же время, испытать на прочность отдельный палец вполне возможно, даже при диаметрах пальцев 70...100 мм. Соответствующие испытательные машины имеются. Необходимо только оснастить их приспособлениями для испытаний на срез.

Проводя подобные испытания, можно уточнить разрушающую нагрузку для пальцев, откорректировать их размеры, исследовать влияние различного рода концентраторов на прочность пальцев. Можно также исследовать характер разрушения пальцев из различных материалов [63]. Проводя динамические и усталостные испытания пальцев, можно определить их повреждаемость при циклическом нагружении.

Довольно простые приспособления могут имитировать несовершенства муфт и особенности их конструкций. Таким образом могут быть исследованы паразитные нагрузки, например, осевой распор; влияние на величину распора геометрических параметров муфт и характеристик материалов [64]. В эксперименте можно даже в какой-то мере смоделировать влияние параметров главной линии машины, в которой установлена предохранительная муфта, на процесс среза и величину срезающего усилия. Так, энергоемкость главной линии машины можно смоделировать, включая последовательно с приспособлением

для испытаний на срез УЭ различной энергоемкости. Можно также при помощи энергоемких упругих элементов (например, тарельчатых пружин) нагрузить срезаемые пальцы предварительной нагрузкой, изменив тем самым характеристику цикла нагружения. Применяя подобные приспособления, можно изменить коэффициент асимметрии цикла от нуля до значения, близкого к единице. При этом представляется возможным исследовать практически влияние предварительного нагружения на усталостную повреждаемость и изменение разрушающей нагрузки в зависимости от величины  $0 \leq r \leq 1,0$  и количества циклов. Это позволит вполне обоснованно определиться со временем работы предохранителя до профилактической замены пальцев.

Рассмотренный пример относится к уточнению определения разрушающей нагрузки и способов ее стабилизации. Приведем еще один пример экспериментального определения разрушающей нагрузки и исследования характера разрушения.

**Пример 2.** На машине для испытаний на кручение испытываются круглые образцы, изготовленные из различных материалов (практически всегда из различных сталей). Теоретический расчет затруднен тем, что натурные валы имеют кольцевые ослабления-канавки. Подобную форму имеют брехшпиндели, т.е. предохранительные шпиндели прокатных станов. Их предназначение – разрушаться при появлении перегрузки. Причем желательно, чтобы эта разрушающая нагрузка (для брехшпинделя – выключающий момент) была стабильной, т.е. не менялась во времени. Кроме того, есть еще одно специфическое условие – излом брехшпинделя должен быть «прямым», т.е. разрушение должно произойти путем среза (сдвига), что характерно для материалов, находящихся в пластическом состоянии.

Многие величины влияют на характер разрушения и стабильность разрушающей нагрузки. Здесь и материал брехшпинделя, напряженное состояние в зоне разрушения, скорость нагружения, абсолютные размеры, температура, коэффициент асимметрии цикла нагружения и т.д. Учесть все эти параметры в теоретическом расчете затруднительно, еще труднее найти оптимальные параметры брехшпинделя, т.е. решить для него проектировочную задачу.

Провести полномасштабные испытания брехшпинделя практически невозможно в связи с его большими размерами (масса брехшпинделя, предназначенного для пильгерстана 6-12", составляет около 2200 кг, а требуемый разрушающий момент  $M^* \approx 2$  МНм). Понятно, что испытательных машин, которые могли бы создать соответствующий крутящий момент, не существует, а испытания различных вариан-

тов брехшпинделя непосредственно на прокатном стане представляют опасность для главной линии.

В подобных случаях можно заменить испытания натуральных образцов брехшпинделя испытаниями моделей, причем модели (учитывая большую потребность их для усталостных испытаний и возможности современных испытательных машин и стендов) реально не могут быть изготовлены в масштабе больше, чем М 1:10, т.е. диаметры образцов будут составлять 30...40 мм. Ясно, что, работая с малыми образцами, нельзя решить все поставленные выше задачи (например, оценить влияние на прочность брехшпинделя его абсолютных размеров). В то же время, ряд отдельных задач может быть решен.

Например, можно экспериментально найти зависимость разрушающей нагрузки (выключающего момента) от материала и геометрии брехшпинделя. Известны [65] эксперименты по проверке характера разрушения (прямой или косой излом), а также испытания на усталостную повреждаемость с определением остаточной (после  $10^5$  циклов нагружения) прочности.

Результаты испытаний по характеру разрушения не совпадают с результатами, полученными при эксплуатации брехшпинделей натуральных размеров. При больших размерах состояние материала в районе канавки более хрупкое, чем у маленьких образцов из того же материала (т.е. у масштабных копий). Следовательно, косой излом более характерен для натуральных (крупных) размеров, что значительно затрудняет решение проблемы. Тем не менее, испытание моделей может помочь решить проблему исключения косоугольного излома. Для этого нужно так подобрать материал модели, чтобы пластичность в районе канавки была граничной. Эти модели должны давать 50% прямых и 50% косых изломов. Далее нужно целенаправленно изменять условия испытания и получать отклонения в результатах. Аналогичные отклонения следует ожидать и на натуральных образцах, находящихся также в граничном состоянии.

Пример 3. Есть еще интересные случаи, когда деталь или ее модель следует испытывать на разрушение. Эти случаи связаны с упоминавшимся выше техническим заблуждением, а именно: чем прочнее материал, тем прочнее деталь из такого материала. Кажущаяся очевидность этого утверждения вводит в заблуждение. Дело в том, что в одной и той же детали при разных материалах реализуются в состоянии, предшествующем разрушению, различные варианты распределения напряжений [66].

Это касается прежде всего таких деталей, которые имеют концентраторы напряжений, т.е. резко неравномерное распределение на-

пряжений в упругой стадии работы рассматриваемой детали. При появлении пластических деформаций начинается перераспределение напряжений; в дальнейшем этот процесс продолжается тем интенсивнее, чем более пластичен материал детали (см. п. 4.2). Более пластичен, как правило, тот материал, который менее прочен. Таким образом, можно получить результат, когда при более слабом материале деталь имеет большую прочность. Такие результаты вовсе не редкость, а получение их на практике является убедительным аргументом в пользу наличия данного технического заблуждения.

## 5.2. Определение рабочих характеристик деталей и узлов

Знание разрушающих нагрузок для работающих в машинах деталей всегда полезно, но не всегда достаточно. Остановимся, например, на активных деталях, характеристики которых влияют на величины нагрузок, возникающих в машинах. В главе 2 отмечалось, что генерирование паразитных нагрузок в машинах происходит в основном при воздействии на них извне энергией или деформацией; при этом уровень возникающих паразитных нагрузок зависит, помимо внешних факторов, от упругих и энергетических характеристик воспринимающих это воздействие систем [67].

Речь идет, прежде всего, о характеристиках буферов, компенсаторов, упругих и демпфирующих муфт, а также ПУ различного типа. Начнем с буферных, т.е. энергоемких при ограниченном уровне нагрузок устройств.

Пример 1. На рис. 5.1 показана рабочая характеристика буфера, состоящего из стальной цилиндрической винтовой пружины. Эта рабочая характеристика прямолинейна, разгрузочная ветвь характеристики практически совпадает с нагрузочной ветвью. Это означает, что в подобном буфере рассеяния энергии практически не происходит (внутреннее трение для пружинных сталей очень мало, а элементы внешнего трения в данной конструкции отсутствуют). Такой буфер обладает хорошей стабильностью рабочей характеристики, однако у него велика отдача (практически все 100% упругой энергии возвращаются упругой системой телу, энергия движения которого сжала пружину). Основным параметр буфера – энергоемкость при заданном ограниченном уровне нагрузок – легко определяется по рабочей характеристике:

$$U = \alpha \cdot P^* \cdot \lambda^* \quad (5.1)$$

Здесь  $P^*$  и  $\lambda^*$  – соответственно максимальное усилие и максимальная осадка буфера;  
 $\alpha$  – коэффициент полноты рабочей характеристики.

$$\alpha = \frac{\int_0^{\lambda^*} P_z \cdot dz}{P^* \cdot \lambda^*} \quad (5.2)$$

Для треугольной рабочей характеристики  $\alpha = 0,5$ ; поэтому для характеристики, изображенной на рис. 5.1, получим:

$$U = \frac{1}{2} \cdot P^* \cdot \lambda^* \quad (5.3)$$

Пример 2. Если у пружинного буфера есть элемент внешнего трения, то его жесткость возрастает при нагружении и уменьшается при разгрузке. Такая характеристика показана на рис. 5.2. Ее характерной особенностью является вертикальный участок при разгрузке, когда сила трения меняет направление. Заштрихованная площадь фигуры ОАВ представляет собой работу трения (перешедшую в тепло). Отношение этой работы ко всей суммарной энергоемкости ( $\Delta OAC$ ) представляет собой коэффициент рассеяния энергии  $\psi$ , выражаемый в процентах. Для некоторых буферных устройств пружинно-фрикционного типа эта величина достигает 60...80%. Такое рассеяние энергии характерно для поглощающих аппаратов вагонов и локомотивов.

Не у всех буферных устройств характеристики линейные, как показано на рис. 5.1 и 5.2. Они могут иметь и другую форму.

Пример 3. Для противоаварийных буферных устройств часто применяют энергоемкие разовые устройства, которые разрушаются, поглощая большое количество энергии. Так, для противоаварийного буферного устройства, изображенного на рис. 5.3, рабочая характеристика будет выпуклой, а величина  $\psi$  может составлять 95...98%. Такая характеристика показана на рис. 5.4. У этой характеристики очень высок коэффициент полноты  $\alpha$ , который составляет 0,70...0,85. Данное буферное устройство обладает большой энергоемкостью и рассеянием энергии при малых габаритах. Оно создавалось для локомотивов и предназначено для защиты экипажа и основных агрегатов локомотива при столкновениях с препятствиями на скоростях до 40 км/ч.

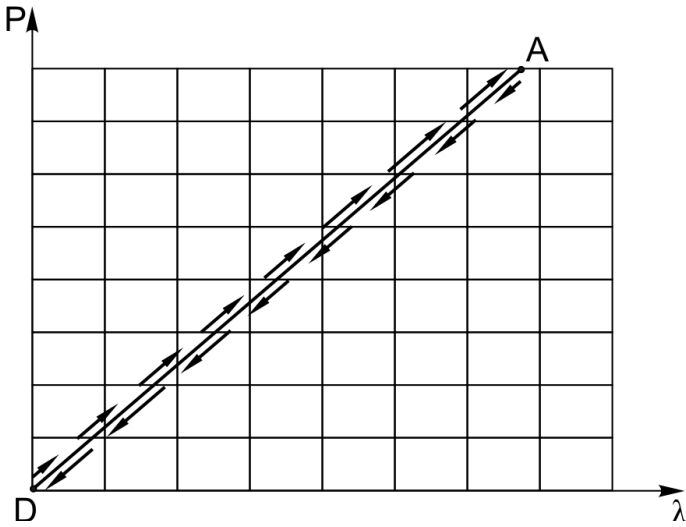


Рис. 5.1. Рабочая характеристика стальной пружины

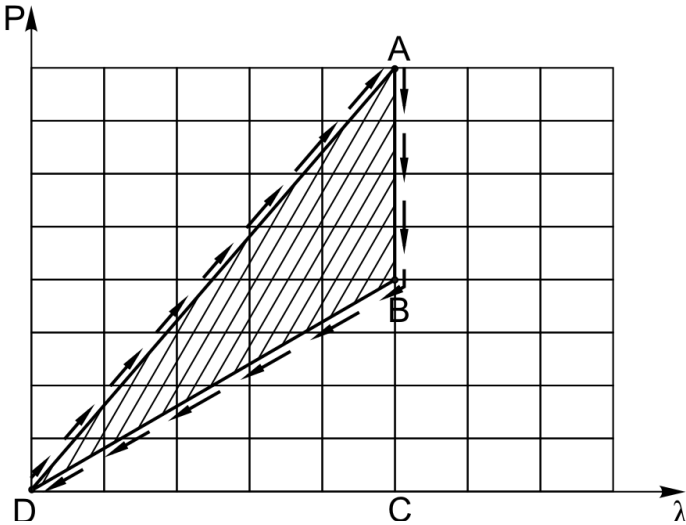


Рис. 5.2. Рабочая характеристика пружинного буфера с элементом внешнего трения



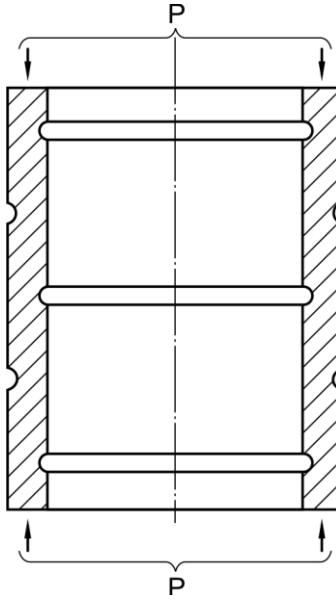


Рис. 5.3. Противоаварийное буферное устройство

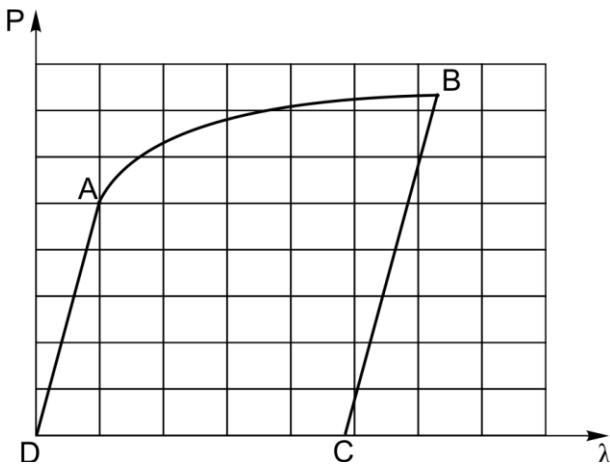


Рис. 5.4. Рабочая характеристика буфера с пластически деформируемым элементом

На рис. 5.4. видно, что линия разгрузки не приходит в нулевую точку, т.е. данное буферное устройство не возвращается после срабатывания к первоначальным размерам. Как отмечалось выше, это устройство однократного действия.

Пример 4. Еще один вариант противоаварийного буферного устройства представлен на рис. 5.5. Это устройство экструзионного типа, в котором через отверстия-фильтры продавливается эластомер, заполняющий замкнутую цилиндрическую полость. Характеристика этого устройства представлена на рис. 5.6. Эта характеристика имеет еще более высокий коэффициент полноты  $\alpha = 0,90 \dots 0,95$  и столь же высокий коэффициент рассеяния энергии  $\psi = 0,90 \dots 0,95$ .

Пример 5. Некоторые буферные устройства из серии поглощающих аппаратов железнодорожных вагонов имеют так называемую «жесткую» характеристику. Это относится прежде всего к резинометаллическим аппаратам, например, к аппарату Р-2П. Его рабочая характеристика представлена на рис. 5.7. Кривая этой характеристики имеет вогнутую форму ( $\alpha = 0,30 \dots 0,35$ ). Энергетически такая форма менее выгодна, чем выпуклая, однако она также имеет объяснение. Подобные поглощающие аппараты устанавливаются на пассажирских вагонах, а вогнутая характеристика аппаратов генерирует при столкновениях вагонов усилия, которые переносятся организмом легче, чем при выпуклой характеристике.

Коэффициент рассеяния энергии для такого аппарата составляет  $\psi = 0,30 \dots 0,50$  в зависимости от марки резины. Данный аппарат не имеет элементов внешнего трения, поэтому все рассеяние энергии происходит внутри эластомера. Известно, что эластомеры (материалы типа резин) по сравнению с металлами и сплавами имеют существенно большее внутреннее трение, которое и обеспечивает требуемое рассеяние энергии.

Выше описывалась выпуклая характеристика, которая получалась при пластическом деформировании стальной втулки. Такая характеристика является энергетически выгодной и желательной не только в устройстве разового типа. Желательно было бы получить подобную характеристику в упругой стадии работы, т.е. такую характеристику, которая может быть повторена многократно.

Пример 6. Выпуклые характеристики могут быть получены различными способами. Например, такую характеристику будет иметь пакет тарельчатых пружин с большой осадкой и малой толщиной. Меняя параметры пружин, можно изменить и характер кривой, т.е. изменить величину  $\alpha$ . Что касается коэффициента  $\psi$ , то он для стальных тарельчатых пружин практически равен нулю (внутреннее трение очень мало, а

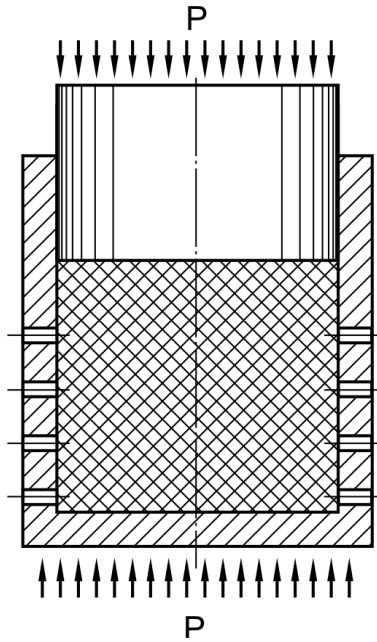


Рис. 5.5. Экструзионное буферное устройство

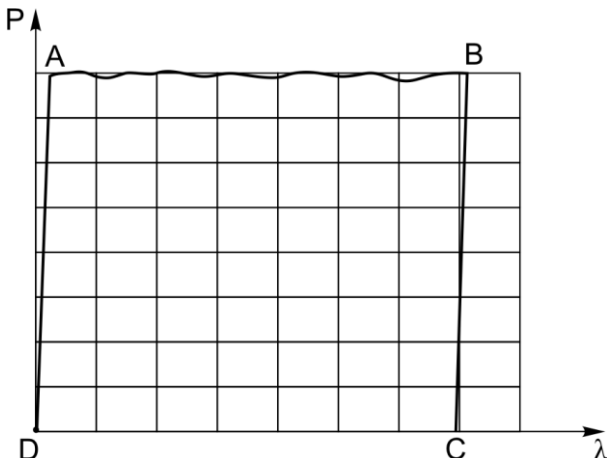


Рис. 5.6. Рабочая характеристика экструзионного буферного устройства

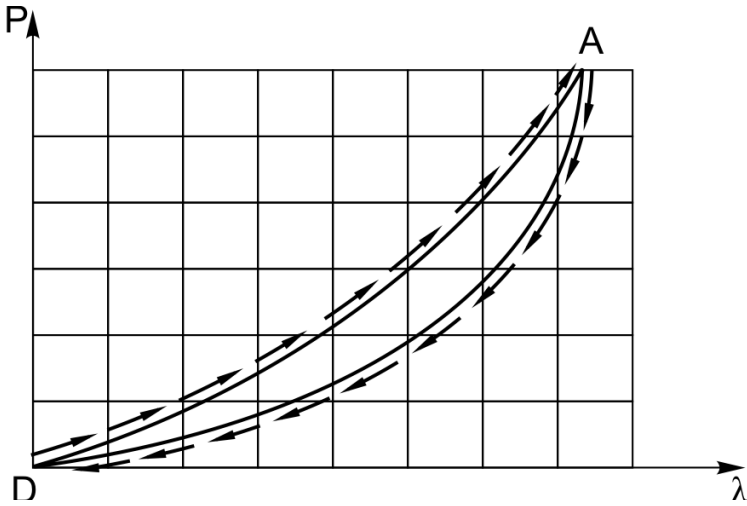


Рис. 5.7. Жесткая характеристика буферного устройства

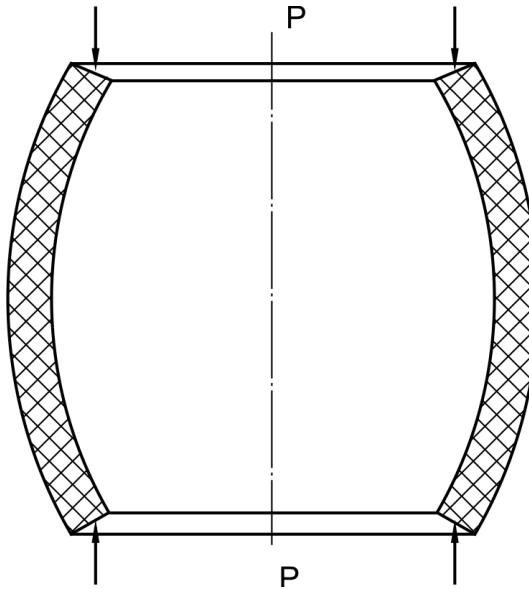


Рис. 5.8. Тонкостенная втулка, работающая на сжатие и изгиб

внешнее можно устранить определенным способом соединения пружин).

Можно получить выпуклую (мягкую) характеристику, сжимая втулку, изготовленную из эластомера, в осевом направлении (рис. 5.8). Втулка в начале нагружения работает на сжатие, затем центральная часть ее выпучивается и после этого работает на сжатие и изгиб. При появлении изгиба жесткость втулки уменьшается, и характеристика ее становится выпуклой (рис. 5.9). При снятии нагрузки размеры втулки восстанавливаются (кривая разгрузки возвращается в нулевое положение). Коэффициент полноты характеристики может принимать значение  $0,55 \leq \alpha \leq 0,75$ , а величина  $\psi$  зависит от материала втулки. Для конструкционных полиуретанов коэффициент рассеяния энергии колеблется в пределах  $0,15 \leq \psi \leq 0,60$ . Представленный на рис. 5.8 элемент может быть составной частью любого буферного устройства.

Нужно отметить, что характеристика активного элемента машины (амортизирующего или предохранительного устройства) оказывает воздействие на величины генерируемых в машине нагрузок, а следовательно, и на прочность всех деталей. В связи с этим, вид характеристики приобретает особую важность. Не менее важным является вопрос о конструктивной реализации требуемой характеристики.

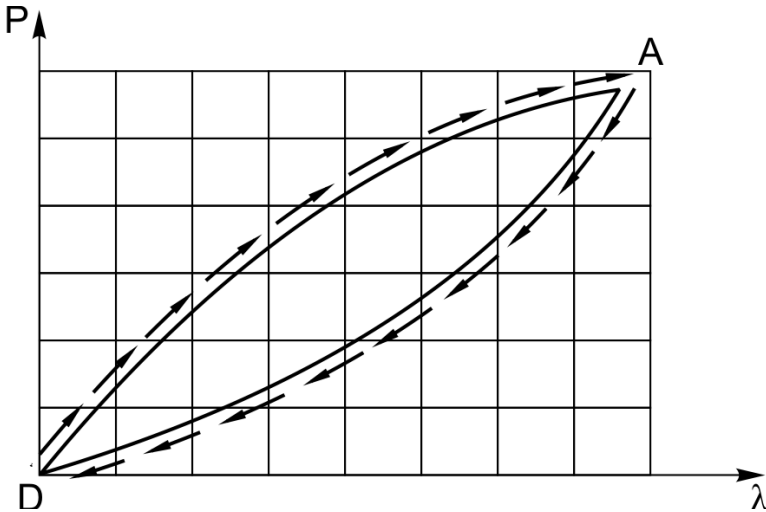


Рис. 5.9. Мягкая характеристика буферного устройства

### 5.3. Осциллографирование нагрузок

Осциллографирование нагрузок в металлургических машинах позволяет выяснить такие особенности их нагружения и распределения сил, которые трудно поддаются расчету. Особенно важным является осциллографирование нагрузок в клетях и главных линиях прокатных станов, где часты нарушения режимов, большие скорости и ускорения, интенсивные колебательные процессы и прочие трудно расчитываемые режимы.

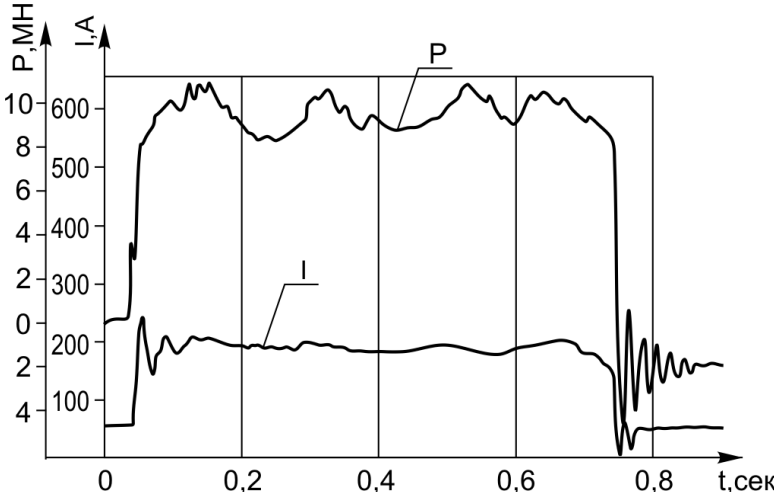
Для целей защиты прокатных станов от перегрузок и аварийных поломок наиболее важными параметрами, подлежащими исследованиям, являются [67]:

1. Сила прокатки.
2. Момент сил упругости в главной линии.
3. Ток приводного двигателя.

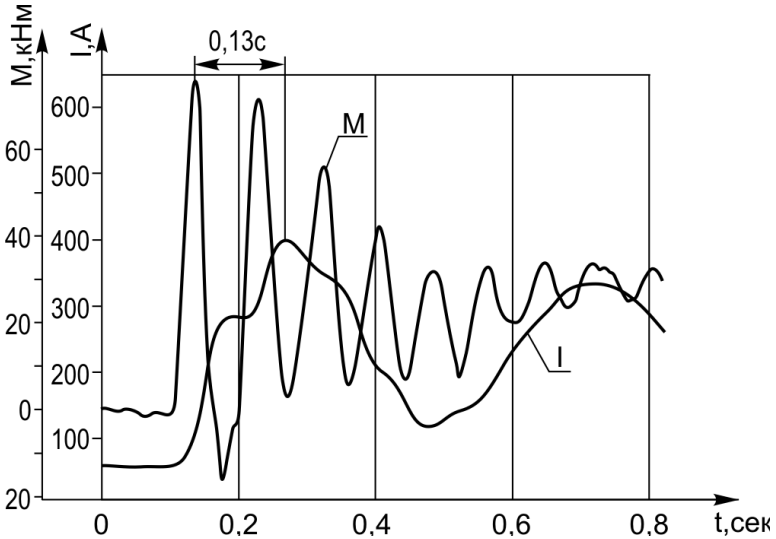
Причем эти параметры должны быть записаны не в виде устоявшихся (усредненных) величин (подобный подход оправдан только для определения затраченной работы и других энергетических параметров), а в варианте определения мгновенных величин при всех режимах прокатки и всех вариантах отклонений от принятой технологии. Именно такие характеристики влияют на прочность деталей прокатных станов; от скорости нарастания нагрузок зависит вид ПУ, желательного для установки на данном прокатном стане, а также место его установки. Анализ возникающих паразитных нагрузок позволяет рекомендовать соответствующее амортизационное устройство для их снижения до безопасного уровня [68]. Ниже приведены осциллограммы нагружения различных прокатных станов (непрерывных широкополосных, пилигримовых, реверсивных обжимных) и других металлургических машин, обладающих высокой динамичностью.

Наибольшее количество осциллограмм отражают нагрузки в различных черновых и чистовых клетях непрерывных широкополосных станов. На этих осциллограммах зафиксированы нагрузки, которые трудно предусмотреть и определить теоретически [69]. На рис. 5.10 представлена осциллограмма силы прокатки ( $P$ ) и тока приводного двигателя ( $I$ ) в клетке №3 НШС-1700 ММК им. Ильича. На этой осциллограмме можно отметить несколько особенностей [29]:

1. Сила прокатки нарастает достаточно плавно и практически не сопровождается колебаниями при захвате.
2. В процессе прокатки сила четырежды увеличивается и уменьшается. Это увеличение достигает 20% от среднего значения  $P$  за пропуск. Если на основании скорости прокатки и периода колебаний



**Рис. 5.10.** Сила прокатки ( $P$ ) и ток привоного двигателя ( $I$ ) в клетке №3 НШС-1700 ММК им. Ильича



**Рис. 5.11.** Осциллограмма нагрузок при захвате раската в клетке №3 НШС-1700

Р посчитать расстояния в метрах между этими пиками, то можно убедиться, что эти расстояния соответствуют расстояниям между глассажными трубами, на которых лежат слябы в нагревательной печи перед прокаткой. Устройство печи таково, что место контакта сляба с трубой (опорой) нагревается менее интенсивно, чем остальные места. Таким образом, сляб выходит из печи неравномерно нагретым. Естественно, что более холодные места требуют для деформации больших сил прокатки.

Кроме того, на этой же осциллограмме ясно видно, что окончание прокатки вызывает колебательный характер нагрузок в клетке. Величина этих сил  $\Delta P \approx 0,2P_{\max}$ . Колебания затухают через 5...6 периодов.

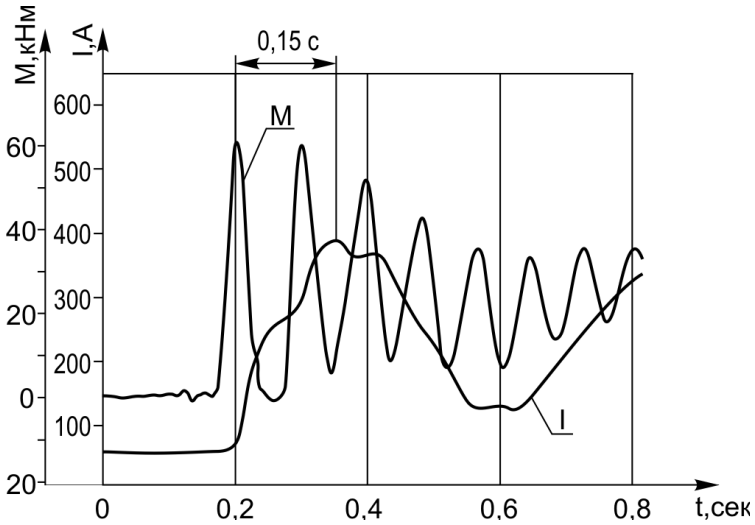
Что касается нагрузки по току, то она имеет колебательный характер и при захвате, и при выбросе раската. По приведенной осциллограмме легко определяется частота и длительность колебаний. При захвате ток двигателя колеблется примерно 1 секунду, совершая при этом около трех колебаний (период  $T \approx 0,34$  с). При выбросе раската наблюдаются два колебания в течение 0,6 с.

Осциллограммы, приведенные на рис. 5.11 – 5.17, фиксируют процессы, протекающие в главной линии клетки №3 НШС-1700 в период захвата раската валками. Момент (М) измерялся на быстроходном валу между двигателем и редуктором. Основная цель такого осциллографирования – определиться с типом защиты данного стана от поломок [70].

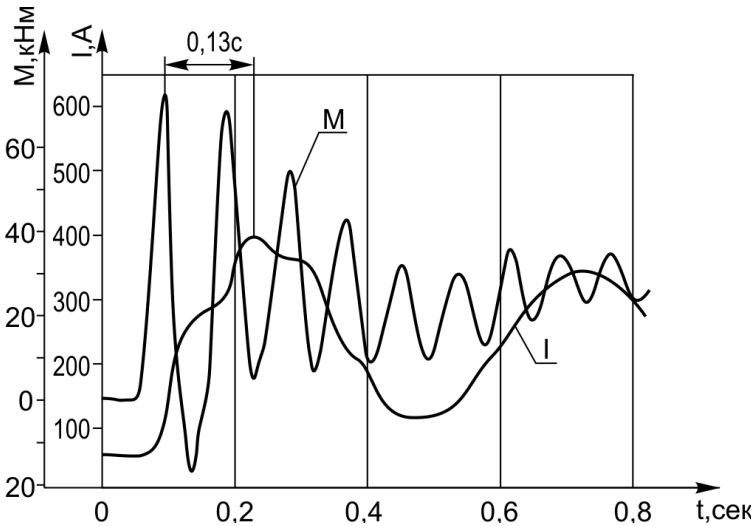
Прежде всего, отметим, что и момент сил упругости, и ток приводного двигателя имеют колебательный характер в период захвата. При этом демпфирование ощущается слабо; по крайней мере, колебания момента длятся десять полных периодов в течение примерно одной секунды. Параметры колебательного процесса для момента М зависят от момента инерции якоря приводного двигателя и жесткости главной линии. Нужно признать, что параметры эти неблагоприятны для всех черновых клетей непрерывных широкополосных станов. Размах колебаний таков, что максимальный момент превосходит средний установившийся технологический момент в 2...4 раза. Это приводит к низкой функциональной прочности всех деталей главной линии и рабочей клетки.

Максимальное значение момента достигается, как правило, в первом пике (см. рис. 5.11, 5.12, 5.13, 5.16). Ток приводного двигателя также колеблется при захвате и выбросе, т.е. при переходных режимах, связанных с раскачиванием ротора синхронного приводного двигателя и восстановлением его скорости после нагружения технологическим

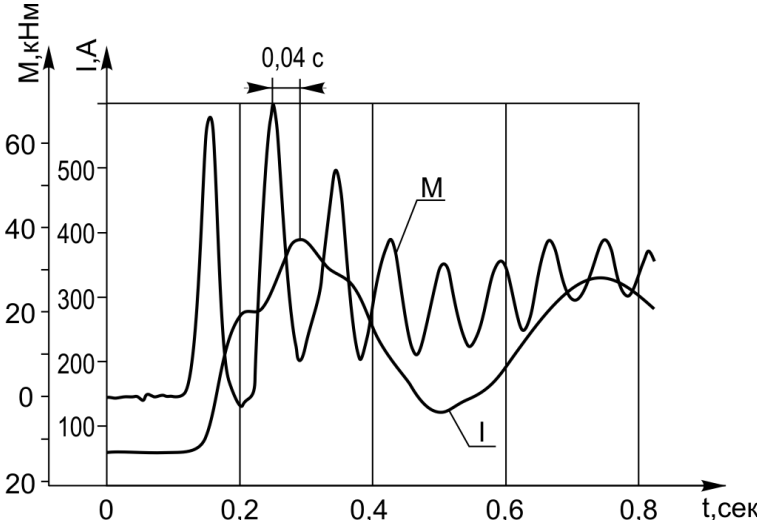




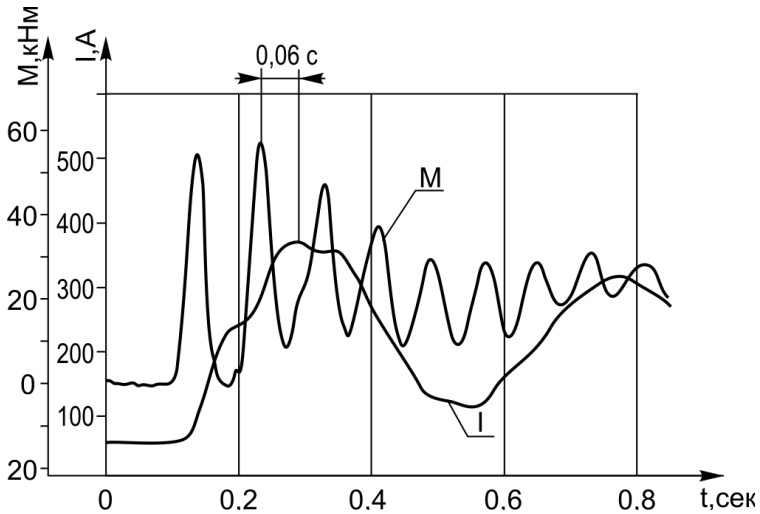
**Рис. 5.12.** Осциллограмма нагрузок в клетке №3 НШС-1700 при захвате раската валками



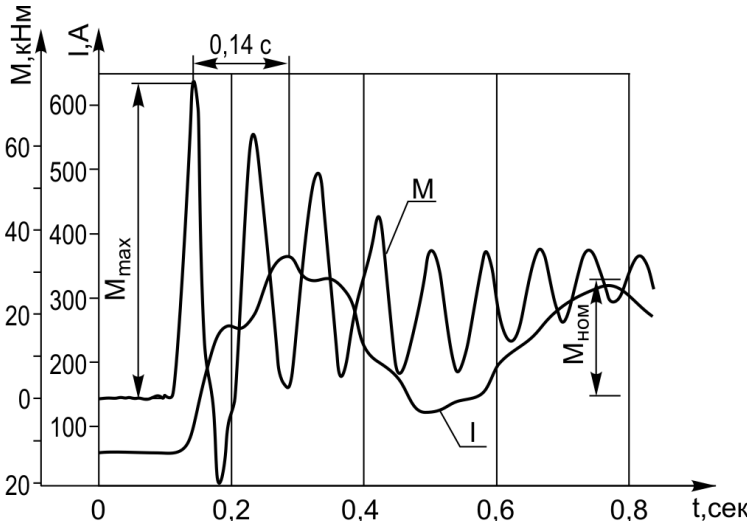
**Рис. 5.13.** Осциллограмма нагрузок в клетке №3 НШС-1700 при захвате раската валками



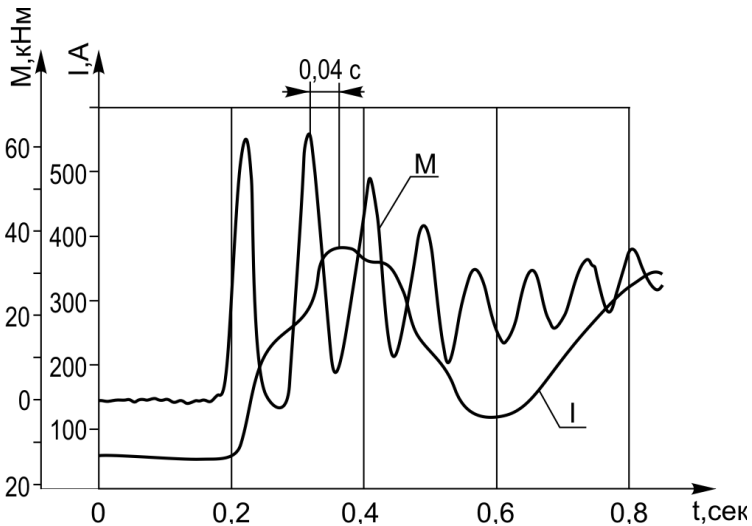
**Рис. 5.14.** Осциллограмма нагрузок в клетѣ №3 НШС-1700 при захвате раската валками



**Рис. 5.15.** Осциллограмма нагрузок в клетѣ №3 НШС-1700 при захвате раската валками



**Рис. 5.16.** Осциллограмма нагрузок в клетке №3 НПС-1700 при захвате раската валками



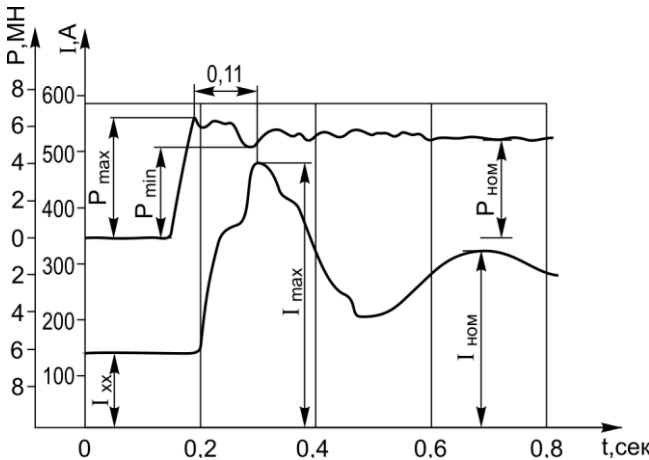
**Рис. 5.17.** Осциллограмма нагрузок в клетке №3 НПС-1700 при захвате раската валками

моментом. Максимальное значение тока также наблюдается в первом пике.

В силу инерционности как механической, так и электрической систем, значение максимального момента всегда опережает максимальное значение тока. Эта разница достигает величины  $0,11 \dots 0,16$  с для клеток черновой группы (см. рис. 5.11 – 5.13, 5.16). Иногда максимум момента достигается во втором (а в виде исключения – в третьем) пике; при этом разница во времени между максимальными значениями момента и тока снижается до  $0,04 \dots 0,06$  с (см. рис. 5.14, 5.15, 5.17). Ток двигателя всегда отстает от момента прокатки [5].

Данное обстоятельство однозначно говорит о неэффективности использования максимальной токовой защиты двигателей для защиты от поломок главных линий черновых клеток НШС. Практика работы таких прокатных станов полностью подтверждает это.

Аналогичный сдвиг во времени наблюдается между силой прокатки и током приводного двигателя. При этом, в среднем, время нарастания силы и момента прокатки (если не рассматривать колебания момента) практически одинаково (рис. 5.18). Отставание тока составляет  $0,10 \dots 0,15$  с. Колебания момента приводят не только к существенному увеличению нагрузок (т.е. к повышению коэффициента динамичности), но и к усталостному повреждению деталей и узлов главной линии, поскольку число циклов нагружения возрастает на порядок.



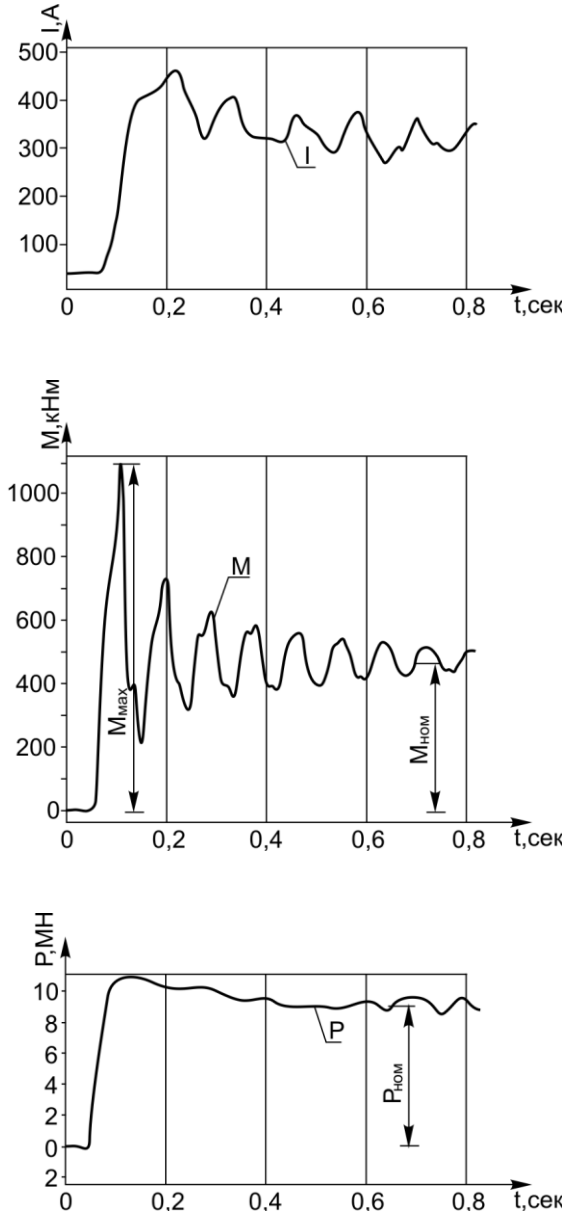
**Рис. 5.18.** Сила прокатки и ток приводного двигателя. Захват в клетке №3 НШС-1700

Для действенной системы защиты от поломок нужно разработать эффективное демпфирование этих колебаний, что прежде всего повысит усталостную прочность. Уменьшение первого пика колебаний может быть достигнуто установкой в клетки буферного устройства, амортизирующего величину горизонтального удара, и ликвидацией зазоров между подушками и станинами рабочих клеток. Демпфирование колебаний может быть выполнено эластомерными демпферами, установленными в клетки и в главной линии; амортизация горизонтальных сил – введением в силовую цепь буферных устройств, изготовленных из полиуретанов.

Осциллограммы нагрузок в чистовых клетях имеют те же характерные признаки, что и описанные выше, в особенности в первых чистовых клетях. На рис. 5.19, а, б, в приведены осциллограммы тока приводного двигателя, силы и момента прокатки (момента сил упругости). Момент имеет колебательный характер в отличие от силы прокатки. Коэффициенты динамичности несколько ниже, чем в черновых клетях, и зависят от температуры переднего захватываемого конца полосы и формы этого конца.

В клетях №5 и №6 передний конец (после обрезки на ножницах) ровный; захват происходит одновременно по всей ширине полосы. С этим связана большая скорость нарастания нагрузки. На осциллограмме силы прокатки видно, что максимальная сила (даже при отсутствии колебаний) наблюдается при захвате; причина в остывшем переднем конце раската. Отставание максимального значения тока от максимальных значений силы и момента составляет 0,10...0,12 с, откуда следует, что максимальная токовая защита двигателя не может защитить главную линию и клеть от поломок.

Для последующих клеток ситуация улучшается. Это видно уже по клетям №6 (рис. 5.20), в которой нагрузки меньше, чем в клетях №5. Здесь колебания не столь интенсивны и быстрее затухают, поскольку демпфирование клеток, связанных между собой прокатываемой полосой, существенно больше, чем клеток одиночных. Для защиты этих клеток от поломок можно также применить демпфирование и амортизацию (в особенности сил горизонтального направления), после чего разместить под нажимными винтами предохранители пружинного типа (автоматические предохранители). Окончание прокатки в клетях №5 и 6 приводит к плавному уменьшению тока и момента; при этом момент холостого хода может иметь отдельные всплески колебаний, а сила прокатки может перед падением возрастать на 10...30%, если конец полосы окажется остывшим (рис. 5.21, а, б, в).

**Рис. 5.19.** Захват в клетѣ №5 НПС-1700

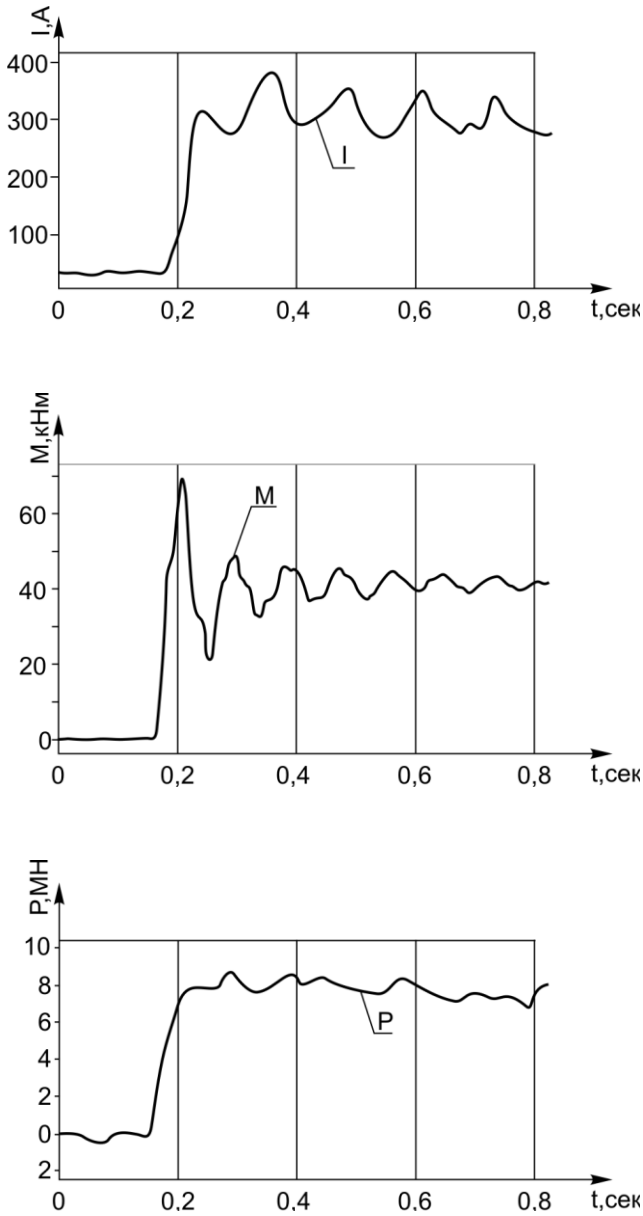


Рис. 5.20. Захват в клетки №6 НШС-1700

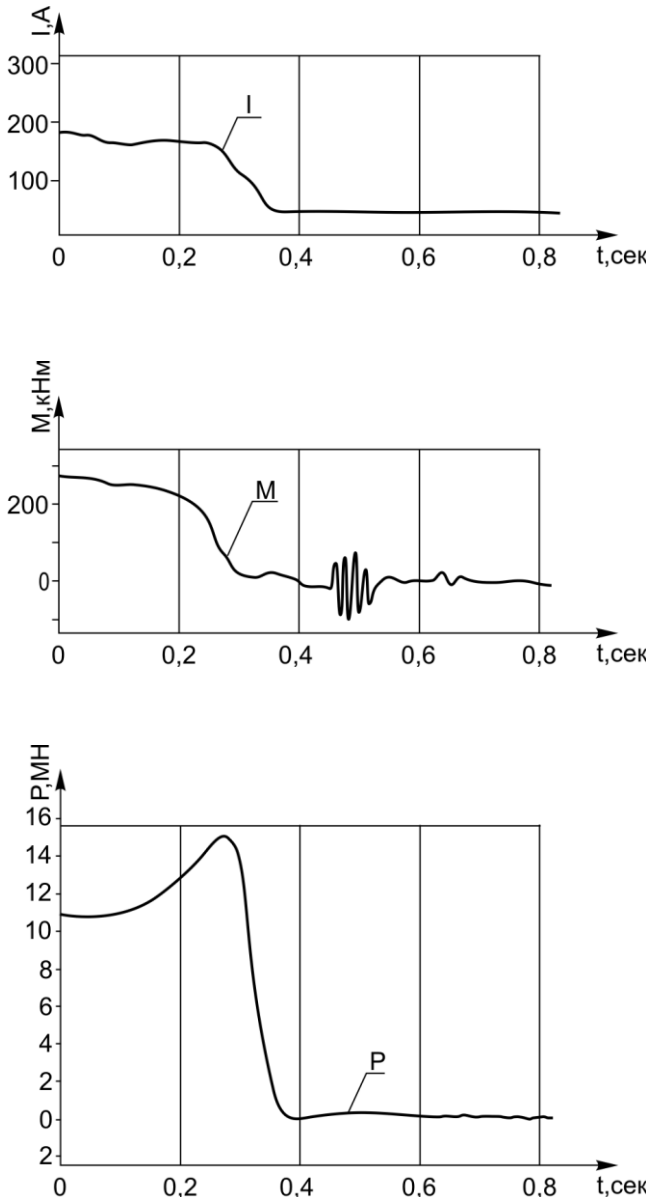


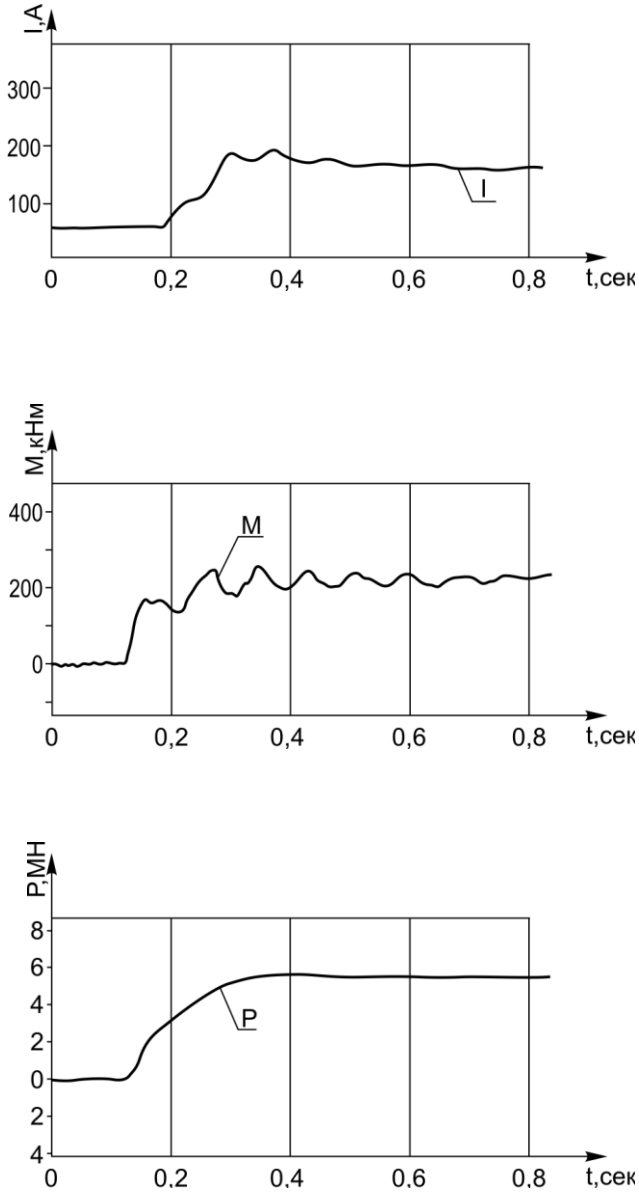
Рис. 5.21. Захват в клетки №8 НИС-1700 (выход полосы)



В последующих чистовых клетях динамичность существенно снижается по ряду причин. Во-первых, продолжительность захвата увеличивается из-за неравномерного деформирования переднего конца полосы. Кроме того, в последних клетях чистовой группы на подушках рабочих и опорных валков установлены полимерные планки фирмы Klessim вместо жестких стальных планок. Это дает как некоторую амортизацию колебаний, так и их демпфирование [71]. В результате момент сил упругости выглядит гораздо благоприятней. Максимальный момент практически не отличается от технологического (рис. 5.22, а, б, в). Отставание тока от момента есть, и довольно существенное; поэтому, как и в предыдущем случае, на максимальную токовую защиту рассчитывать нельзя. Она не сможет защитить ни клеть, ни главную линию. Для этого нужно установить механические защитные устройства. Проще всего это будет сделать в рабочей клетке в виде автоматических пружинных предохранителей, установленных под нажимными винтами.

На следующих осциллограммах (рис. 5.23 и 5.24) представлены полный пропуск и захват раската на реверсивном листовом стане. Естественно, что параметры привода реверсивного стана существенно отличаются по основным характеристикам от параметров станов неревверсивных (как правило, скоростных). На осциллограмме 5.23 видно, что ток хорошо отслеживает моментную нагрузку. В этом случае роль максимальной токовой защиты возрастает. Она теперь может выполнять более широкие функции, а именно – защищать, кроме двигателя, еще и главную линию стана, и его рабочую клеть.

Еще один прокатный стан – пилигримовый – предназначен для прокатки бесшовных труб из толстостенных гильз и обладает маховичным приводом с высокой динамичностью. Ниже приведены две осциллограммы (рис. 5.25 и 5.26). На одной из них (рис. 5.25) изображен процесс (один цикл, продолжающийся в течение одного оборота валков) прокатки трубы на пильгерстане 6-12". На этой осциллограмме зафиксирован ток приводного двигателя, сила прокатки и момент сил упругости в главной линии стана. Ток приводного двигателя не успевает нарастать даже к концу пропуска. Это и не удивительно, так как привод маховичный. Здесь назначение максимальной токовой защиты – предохранять двигатель от перегрева и перегруза по току. В то же время, защита механического оборудования стана должна осуществляться специальными устройствами. Выбор этих устройств на основе приведенной осциллограммы (рис. 5.25) должен осуществляться по скорости нарастания соответствующего силового параметра. При пильгервании момент прокатки нарастает гораздо быстрее, чем сила

**Рис. 5.22.** Захват в клетки №9 НПС-1700

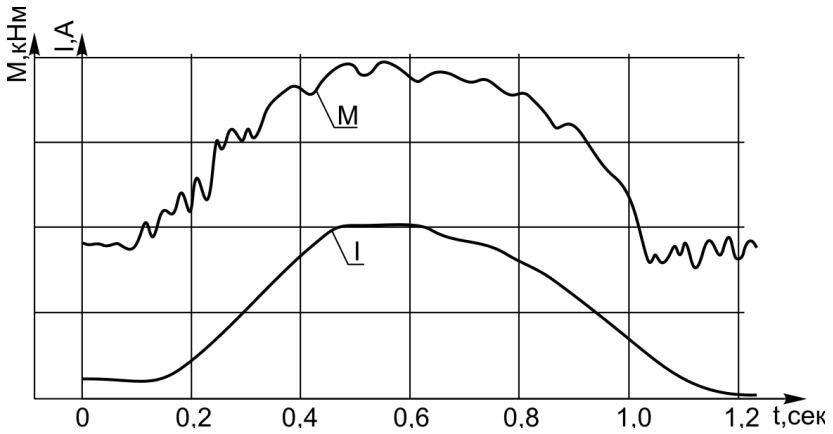


Рис. 5.23. Пропуск в реверсивной клет

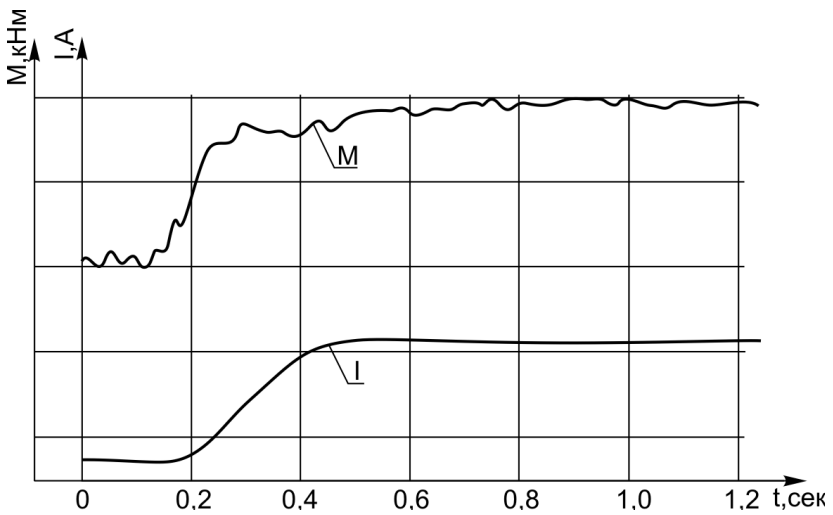


Рис. 5.24. Захват раската в реверсивной клет

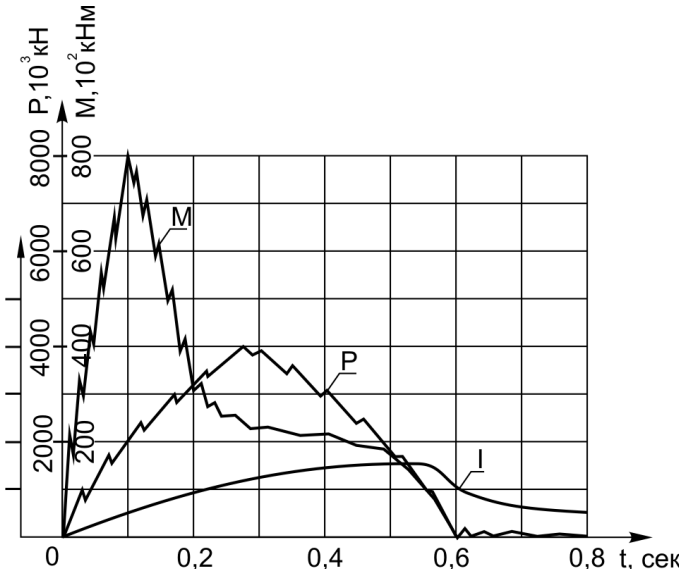


Рис. 5.25. Осциллограмма момента, сил прокатки и тока приводного двигателя при пильгерованиях

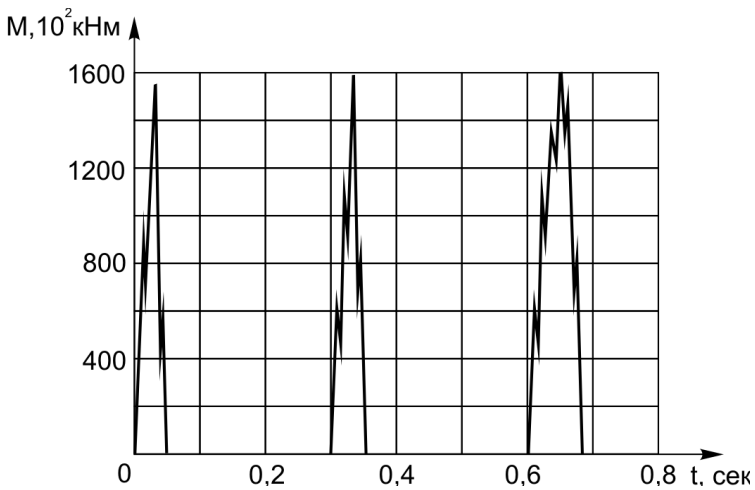


Рис. 5.26. Осциллограмма процесса затравки на пильгерстане 6-12''

прокатки, поэтому обязательной должна быть защита по моменту (например, при помощи брешшпинделей, разрушающихся при перегрузке). Технология пильгерования предусматривает так называемую «затравку», когда формируется переходный участок от гильзы к трубе. При этом между подающим аппаратом, доставляющим гильзу в валки, и самими рабочими валками отсутствует синхронность в работе, следствием чего могут быть «холостые» удары гильзы в валки (рис. 5.26). При этом прокатки не происходит, а характер нагружения главной линии является следствием ударов подвижных масс подающего аппарата в рабочие валки. Результатом таких ударов могут быть поломки в рабочей клетки (разрушение рабочих валков) или в главной линии (разрушение брешшпинделя). Для защиты от подобных воздействий необходимо буферное устройство, способное поглотить энергию удара при приемлемых по условию прочности нагрузках. Такое устройство может представлять собой энергоемкий плоский полиуретановый элемент, устанавливаемый на подушках прокатных валков.

Приведенные примеры осциллографирования нагрузок можно было значительно расширить, однако и те случаи, которые мы рассмотрели, позволяют сделать очень ценные выводы. Прежде всего, это относится к характеру изменения нагрузок при переходных процессах. Для прокатных станов это захват и выброс раската. Кроме того, осциллографирование позволяет разделить нагрузки на полезные (технологические) и вредные (паразитные), каковыми являются силы горизонтального направления, вызывающие колебания момента сил упругости в главных линиях станов. Знание характера и величины паразитных нагрузок позволяет эффективно снижать их, тем самым повышая надежность и долговечность работы оборудования.

Еще одно, и, наверное, главное достоинство осциллограмм – это временные зависимости, позволяющие найти тот параметр (момент, силу, ток), по которому наиболее эффективно может быть построена система защиты от поломок.

### **Выводы**

Определение разрушающих нагрузок позволит, сравнивая их с фактическими нагрузками, полученными путем осциллографирования, установить как истинные коэффициенты запасов прочности, так и параметры амортизационных и предохранительных устройств, которые необходимо разработать и внедрить на данной машине.

## АМОРТИЗАЦИЯ НАГРУЗОК

**В**ыше было показано, что для металлургических машин характерен очень высокий уровень нагрузок, как технологических, так и паразитных. Последние в ряде случаев намного превосходят по величине полезные технологические нагрузки и являются основной причиной поломок. Отсюда вытекает главная задача – снизить уровень паразитных нагрузок, тем самым понизив, соответственно, и общий уровень нагрузок.

Подобная задача есть цель амортизации. Задача эта может решаться различными способами. Ранее отмечалось, что создание металлургических машин по ряду причин сопровождалось чрезмерным завышением их веса и размеров. Последнее привело к завышенной жесткости. Паразитные нагрузки зависят в основном от жесткости и энергоемкости упругой системы, воспринимающей внешнее воздействие. Ниже рассмотрено, каким образом можно уменьшить жесткость и увеличить энергоемкость металлургического оборудования.

### 6.1. Выбор материала для деталей и узлов машин

Один из вариантов связан с применением высокопрочных материалов (сталей). В этом варианте уменьшатся размеры деталей, возрастет их упругая деформация и энергоемкость [21]. Интересно проверить, какие результаты можно получить, применяя этот метод.

В качестве прочностной характеристики примем предел текучести (физический или условный), который для рядовых конструкционных сталей (сталь 10 – сталь 45) изменяется в пределах  $\sigma_T = 220 \dots 360$  МПа. На основе этих предельных напряжений выбраны допускаемые напряжения для большинства деталей металлургического оборудования.

В первом приближении при равномерном распределении напряжений можно принять, что масса детали обратно пропорциональна предельному напряжению. Если принять взамен малоуглеродистых конструкционных сталей низколегированные стали 40X, 40XH, 50X, 50XH, 38XГСЮ, для которых (при соответствующей термообработке) получаются предельные напряжения  $\sigma_{0,2} = 700 \dots 1000$  МПа, то масса деталей может быть уменьшена в 3 раза. В случае, когда паразитная нагрузка по сути своей является инерционной, она пропорциональна массе, т.е. тоже может быть снижена в 3 раза.

Поскольку напряжение, которое можно допустить в детали, также может быть в 3 раза больше, то и деформация может быть в 3 раза большей. Энергоемкость подобной детали будет больше в 9 раз – это особенно важно для случая нагружения энергией, т.е. при ударе. Итак, практически не меняя условий работы, можно за счет более прочного материала увеличить деформацию и энергоемкость детали. Будет ли это достаточным?

В каждом конкретном случае нужно выполнить соответствующую проверку. Указанный способ связан с применением высокопрочных материалов, а эти материалы имеют ряд недостатков. Более прочный материал не всегда будет более энергоемким. Уже упоминалось, что удельная энергоемкость материала зависит как от его прочности, так и от жесткости [30]:

$$u = \frac{\sigma_*^2}{E}, \quad (6.1)$$

где  $\sigma_*$  – максимальное напряжение, которое можно допустить в данной детали;

$E$  – нормальный модуль упругости материала детали.

Из формулы (6.1) следует, что энергоемкий материал должен быть одновременно и прочным, и податливым. Такие материалы есть – это эластомеры.

Что касается сталей, то это материалы и прочные, и жесткие. Последнее является качеством негативным и затрудняет создание энергоемких машин из сталей. В то же время, довольно длительный период (несколько десятков лет) энергоемкие УЭ изготавливались только из сталей. Особенностью сталей как конструкционных материалов является постоянство жесткости (так как упругие константы различных сталей и, в первую очередь, нормальный модуль упругости, являются характеристиками структурно нечувствительными); в то же время, прочность в виде предела прочности или предела текучести – это характеристика, чувствительная к структуре. Практически все способы повышения прочности сталей связаны с изменением структуры. За несколько десятков лет прочность специальных пружинных сталей была повышена в 4...5 раз. При этом жесткость осталась неизменной, а энергоемкость выросла в  $\sigma_*^2$ , т.е. в среднем в  $4,5^2 \approx 20$  раз. Можно рассмотреть варианты дальнейшего совершенствования упругих систем по параметру энергоемкости.

Если для материала будет достигнута так называемая теоретическая прочность (этой прочностью должны обладать идеально чистые, бездефектные материалы), то это означает, что прочность реальных материалов повысится в среднем в 50 раз при неизменной жесткости. Если говорить о сталях (в идеале превращенных в чистое железо), то, как и раньше, жесткость этого материала (даже совершенно избавленного от примесей) можно считать неизменной. Это означает, что, применяя формулу (6.1), мы получим для материала с теоретической прочностью увеличение энергоемкости в  $50^2 = 2500$  раз. Такой материал является идеальным для изготовления пружин. Все предметы, конструкции и машины, изготовленные из подобного материала, будут представлять собой упругие энергоаккумуляторы.

Однако такой вариант упрочнения в настоящее время не может быть реализован за неимением столь высокопрочных материалов. Реальным вариантом можно считать поиск других, так называемых низко модульных, материалов.

## 6.2. Принципы проектирования амортизаторов

Выше, в разделе 2.2, рассматривалась классификация амортизаторов по типу воздействия на машину и по выявлению основных параметров данных устройств. Согласно этой классификации, буфер – это такой амортизатор, который ограничивает величины паразитных нагрузок при воздействии на упругую систему энергией (энергией единичного соударения). Основным параметром буфера является его энергоемкость, т.е. запас энергии упругой деформации при напряжениях, исключающих разрушение (т.е. при нагрузке, допускаемой прочностью машины).

Энергоёмкость детали зависит от её материала и формы:

$$U = \alpha \cdot u \cdot V, \quad (6.2)$$

где  $u = \frac{\sigma_*^2}{E}$  – удельная энергоёмкость материала (на единицу объёма);

$\sigma_*$  – предельно допустимое напряжение;

$V$  – объём упругого элемента детали;

$\alpha$  – коэффициент качества напряжённого состояния.

Чем более равномерным будет распределение напряжений в объёме УЭ, тем выше значение  $\alpha$ . Для равномерного растяжения или сжатия  $\alpha = 0,5$ . При изгибе и кручении коэффициент качества гораздо



ниже –  $\alpha \approx 0,05 \dots 0,25$ . Поэтому нужно при выборе формы УЭ и вида деформации исходить из того, чтобы по возможности получить равномерное напряжённое состояние.

Материал УЭ должен обладать высокой удельной энергоёмкостью. Исследование различных материалов по этому параметру позволяет выделить две группы материалов с наивысшей удельной энергоёмкостью. Это, прежде всего, пружинные стали, параметры которых улучшались в течение десятков лет в направлении повышения их прочности. Предел прочности этих материалов достигает величин  $\sigma_B = 1600 \dots 1900$  МПа.

Вторую группу энергоёмких материалов составляют эластомеры; в основном это литьевые полиуретаны марок СКУ-ПФЛ, adipren, vibratan, desmoran [72]. Указанные материалы сравнимы со сталью по энергоёмкости на единицу объёма. При определении энергоёмкости на единицу массы просматривается явное преимущество эластомеров. Их энергетические возможности приведены в таблице 6.1.

Есть ещё несколько обстоятельств, которые определяют преимущества эластомеров. Это малая жёсткость и большое внутреннее трение. Малая жёсткость ( $E = 10 \dots 100$  МПа) позволяет разрабатывать УЭ, работающие на сжатие или на сдвиг. При этом напряжения практически равномерно распределяются по всему объёму упругого элемента. В то же время, стальные УЭ работают или на изгиб (тарельчатые пружины, рессоры), или на кручение (цилиндрические винтовые пружины, торсионы). В этом случае напряжения распределяются неравномерно; коэффициент качества гораздо меньше, чем в полиуретановых упругих элементах. На практике это означает, что буферы с полиуретановыми УЭ при равных габаритах с пружинными буферами обладают значительно большей (в 2...3 раза) энергоёмкостью. Именно поэтому модернизация металлургического оборудования с заменой стальных пружин на полиуретановые УЭ происходит практически без переделок деталей и узлов защищаемых машин. Размеры имеющихся гнёзд под буферы оказываются достаточными для размещения в них полиуретановых буферов большей энергоёмкости.

Широкое внедрение полиуретановых буферов сжатия, разработанных кафедрой «Сопrotивление материалов» ПГТУ, началось с 1980 года на роликах ролгангов и станинных роликах обжимных станков. Полиуретановые буферы сжатия цилиндрической формы устанавливаются взамен цилиндрических винтовых пружин или пакетов тарельчатых пружин в существующие цилиндрические гнёзда. При этом сохранились даже стяжные болты буферов.

Новые буферы допускали осадку от  $\lambda = 10 \dots 40$  мм на ролягангах до  $\lambda = 50 \dots 70$  мм на станинных роликах. Эти амортизаторы хорошо выполняли функции активных деталей, снижающих динамические паразитные нагрузки. Практически прекратились поломки деталей в защищаемых узлах, включая подшипники роликов. Эффективной работе полиуретановых амортизаторов способствовала в первую очередь их повышенная энергоёмкость, способствующая поглощению энергии удара.

В то же время, некоторые из буферов имели недостаточную долговечность. Так, УЭ амортизаторов станинных роликов слябинга-1150 выходили из строя через 6 месяцев эксплуатации, в то время как на роликах рабочих и раскатных ролягангов упругие элементы работали без замены 15...18 месяцев. Условия работы амортизаторов станинных роликов чрезвычайно тяжелы – кроме высокого уровня нагрузок, не исключено попадание на УЭ окалины, горячей воды и пара. Упругий элемент интенсивно изнашивается в зонах контакта полиуретановых шайб со стальными. В дальнейшем конструкция была усовершенствована, и стойкость УЭ доведена до 12 месяцев.

Рассмотрим более подробно возможные варианты исполнения упругих элементов. УЭ первых внедрённых буферов представляли собой слоёнку из полиуретановых и стальных шайб. Такое устройство можно объяснить необходимостью повышения жёсткости упругих элементов, а недостаточная жёсткость их объясняется свойствами выпускаемых в 70-е и 80-е годы полиуретанов. В основном это были полиуретаны СКУ-6Л и СКУ-7Л с нормальными модулями упругости при сжатии  $E = 10$  МПа и  $E = 20$  МПа соответственно. Поскольку все эластомеры (включая полиуретаны) являются материалами малосжимаемыми [73] ( $\mu = 0,496 \dots 0,499$ ), то любое ограничение деформаций (например, поперечных деформаций) упругого элемента делает этот элемент более жёстким в продольном (осевом) направлении. Этим свойством широко пользуются конструкторы резиновых УЭ, соединяя их различными способами с жёсткими (чаще всего стальными) элементами. Такой же подход использовался и для случая применения полиуретанов малой жёсткости. При свободном чередовании полиуретановых и стальных пластин жёсткость УЭ повышается за счёт сил трения, препятствующих радиальному расширению полиуретановых шайб.

Принято учитывать жёсткость элемента введением конструктивного модуля, который зависит от формы УЭ и условий трения. Такая конструктивная схема имеет существенные недостатки, среди которых:

- непостоянство сил трения, а, следовательно, непостоянство жёсткости элемента;
- повышенный износ и нагрев элементов трения.

Более совершенной схемой является та, при которой чередующиеся полиуретановые и стальные элементы жёстко соединены между собой. Это соединение может быть получено в процессе отливки полиуретановых элементов (горячее приклеивание) или путём холодного приклеивания готовых элементов к стальным пластинам [74]. Такие конструкции также не лишены недостатков. Место крепления полиуретана к металлу является самым слабым местом амортизатора. Именно поэтому клееные буферы не получили широкого распространения. Их стойкость также оказалась недостаточной.

Имеется ещё один вариант соединения УЭ с арматурой – это механическое соединение, обеспечивающее отсутствие радиальных перемещений по внешнему контуру опорного сечения. В других точках сечения эти перемещения крайне ограничены. Практически отсутствуют износ и нагрев, однако габаритные размеры такого буфера больше, чем у клееного.

Практика эксплуатации буферов сжатия с полиуретановыми упругими элементами показала, что наилучшим вариантом УЭ является моноблок в виде цилиндра с осевым отверстием. При этом требуемая жёсткость УЭ получается применением материала соответствующей жёсткости. Спектр выпускаемых промышленностью полиуретанов достаточно широк по жёсткости. Модули упругости этих материалов при сжатии колеблются в пределах  $E = 10 \dots 600$  МПа, т.е. их жёсткость колеблется от жёсткости резин до жёсткости пластмасс.

Буферы с моноблочными упругими элементами испытаны на различных машинах и узлах – на роликах рольгангов обжимных станков; буферных устройствах слитковозов; печных амортизаторах рельсобалочных цехов и т.д. Во всех случаях они надёжно защищают оборудование от перегрузок при ударном нагружении, а собственная стойкость УЭ колеблется от 18 до 60 месяцев. В то же время, практика их эксплуатации показала, что буферы нуждаются в некоторых конструктивных усовершенствованиях и, прежде всего, в защите поверхности полиуретановых упругих элементов от теплового излучения и механических повреждений.

Защита торцов моноблочных цилиндрических элементов может выполняться соединением торцов с металлическими пластинами. Это соединение должно быть неподвижным во избежание износа и нагрева. Здесь возникают те же трудности, которые отмечались выше для случая крепления стальных промежуточных пластин – это, прежде

всего, прочность клеевого (горячего или холодного) соединения. Потребуется создать клеевые композиции и технологию их применения, обеспечивающие прочность клеевого соединения с металлом на уровне прочности основного материала (полиуретана). Для наиболее распространённого конструкционного полиуретана СКУ-ПФЛ-100 это составляет  $\tau_* = 15 \text{ МПа}$ . Такая прочность была получена пока только в лабораторных условиях [74].

При невозможности выполнения клеевого соединения нужной прочности можно применить механическое соединение торца УЭ со стальной пластиной. В некоторых случаях для амортизаторов станинных роликов требовалось реализовать осадку до  $\lambda = 90 \dots 100$  мм при ограниченной высоте упругого элемента  $H = 250 \dots 270$  мм. При цилиндрической форме упругого элемента максимальная допустимая осевая деформация составляет  $\varepsilon = 25 \dots 30\%$ . Эту деформацию можно повысить до 40%, если боковой поверхности упругого элемента придать вогнутую параболическую форму. Практически это можно сделать в процессе отливки УЭ. При этом, однако, значительно усложняется форма для отливки и технологический процесс. Можно получить требуемую форму боковой поверхности, если цилиндрический элемент сжать предварительно до  $\varepsilon = 15 \dots 20\%$ , а затем в сжатом состоянии проточить деформированную боковую поверхность до цилиндрической. После разгрузки боковая поверхность такого элемента становится вогнутой. Наконец, ещё один способ заключается в том, что упругий элемент выполняется предварительно сжатым, причём при осевом сжатии элемента одновременно расклиниваются конусными втулками области упругого элемента, примыкающие к торцам. У такого УЭ боковая поверхность также вогнутая. Элементы с указанными выше способами проточки на станке и в варианте расклинивания прошли промышленное опробование и показали хорошие результаты при работе с деформациями до 40%.

Защита боковой поверхности УЭ может обеспечиваться специальным металлическим кожухом, который при этом требует места для своего размещения. Упругий элемент в таком кожухе будет иметь меньший диаметр и, соответственно, меньшую энергоёмкость.

В практике встречаются случаи (в основном, при малом диаметре гнёзд), когда трудно подобрать материал для упругого элемента сжатия. Жёсткость элемента оказывается недостаточной. В этом случае можно применить амортизаторы сдвига. Они также имеют цилиндрическую форму; только области, примыкающие к торцам, имеют коническую форму. УЭ в виде полого цилиндра крепится механически (или клеится) наружной поверхностью к стальной трубе (она же за-

щитный корпус), а внутренней поверхностью – к стальному штоку. Рабочая осадка такого амортизатора – это смещение штока относительно корпуса амортизатора. Амортизаторы подобной конструкции успешно работают на станинных роликах некоторых станов Украины, например, в рельсобалочном цехе комбината «Азовсталь» на станинных роликах обжимной клетки 900. Стойкость упругого элемента здесь достигает 36...48 месяцев.

Особый интерес представляет амортизация узлов, в которых нет гнезд для установки амортизаторов. Многие фирмы, специализирующиеся на поставках металлургического оборудования, не предусматривают установку амортизаторов. Это относится к оборудованию УЗГМ. Так, все рольганги блюмингов амортизаторов не имеют, что отрицательно сказывается, прежде всего, на стойкости их подшипников качения.

Кафедра «Сопротивление материалов» ПГТУ имеет опыт внедрения и промышленного опробования (в течение 3-х...4-х лет) специально разработанных ленточных амортизаторов для установки их на внешнее кольцо подшипника качения. Толщина амортизатора может изменяться в пределах  $\delta = 4,0...20,0$  мм. Опыт применения таких амортизаторов на рольгангах блюминга (Новопрокатный цех МК им. Дзержинского) показал, что стойкость подшипников качения повышается в 3,0...5,0 раз. Есть положительный опыт внедрения таких амортизаторов на рольгангах блюмингов МК «Криворожсталь».

Аналогичные вопросы могут возникать и при создании других типов амортизаторов, например, компенсаторов. Их основное назначение – снижение нагрузок, связанных с деформацией упругой системы. Возникновение нагрузок в упругих системах всегда связано с их деформацией. В машинах, в том числе металлургических, всегда имеется необходимость обеспечить перемещение отдельных звеньев, не подвергая эти звенья опасным нагрузкам. Примером могут служить универсальные шпиндели прокатных станов, у которых в процессе прокатки заготовки изменяется угол наклона; возникающие при этом нагрузки находятся в пределах допустимых. Требуемое перемещение обеспечивается специальными шарнирами (узлами трения скольжения или трения качения). По такому же принципу работают зубчатые муфты МЗ и валы МЗП, сферические шарнирные опоры нажимных винтов прокатных станов.

Компенсаторы могут быть построены и на другом принципе – деформация, необходимая для работы узла машины, обеспечивается упругим звеном. Примерами могут быть упруго-компенсирующие муфты, упругие шарниры, сайлент-блоки и подобные им устройства. В

этих устройствах силы, препятствующие необходимому перемещению, представляют собой силы упругости (в отличие от сил трения в предыдущем случае). На практике встречаются и те, и другие устройства; каждое из них имеет определенные преимущества и недостатки [8].

Устройства, основанные на трении, обеспечивают большие перемещения при практически одинаковом сопротивлении, но они конструктивно сложнее и требуют смазки для поддержания работоспособности. Упругие компенсаторы проще, могут работать без смазки, но обеспечивают ограниченное перемещение, поскольку оно пропорционально возникающей нагрузке.

Демпферы предназначены для рассеяния энергии. Как правило, это энергия соударения. Чаще всего демпфирование применяют для гашения колебаний в упругих системах. В металлургии имеется много процессов и машин, которые нагружаются циклически. В звеньях этих машин, обладающих упругостью и большими массами, возникают колебательные процессы, которые могут привести в определенных условиях к резонансу. Кроме того, наличие нагрузок колебательного характера существенно снижает усталостную прочность деталей [38].

Примером подобных нагрузок могут служить нагрузки в главных линиях НШС, описанные в разделе 5.3. При захвате раската валками главная линия испытывает ударную нагрузку, которая в 2,5...3,5 раза превышает нормальную технологическую нагрузку, необходимую для осуществления процесса прокатки. В силу конструктивных особенностей главных линий этих стансов захват сопровождается колебаниями (5...10 полных колебаний) до наступления устойчивого значения технологической нагрузки.

Подобные приводы нуждаются в демпфировании, однако практически ни один из подобных приводов демпфирования не имеет. Проблема состоит в отсутствии эффективного технического решения. Рассеяние энергии может выполняться в различных вариантах – прокачка вязкой жидкости через калиброванные отверстия и щели, трение на специальных фрикционных элементах, внутреннее трение в материалах. Первые два варианта рассеяния энергии связаны с необходимостью иметь достаточно сложные устройства, эксплуатация которых требует для поддержания их работоспособности больших затрат. Эти устройства дороги, подвержены износу. Демпферы, основанные на внутреннем трении, предельно просты по устройству, не требуют ухода. Конструктивно они могут не отличаться от буферов и компенсаторов, однако содержат элементы с большим внутренним трением.

К материалам, обладающим большим внутренним трением, относятся полимеры (в особенности эластомеры). Для конструкционных полиуретанов рассеяние энергии за один цикл нагружения достигает величины [75]:

$$10\% \leq \psi \leq 60\%$$

Такие материалы будут эффективно гасить колебания, возникающие в деталях машин.

Выше отмечалось, что полиуретановые эластомеры обладают целым рядом других ценных свойств, необходимых для создания эффективных амортизационных устройств. Характер нагружения отдельных узлов и звеньев часто таков, что устанавливаемое активное устройство должно быть комбинированным, т.е. обладать свойствами, присущими нескольким типам амортизаторов, например, буфера и демпфера или буфера и компенсатора.

### 6.3. Опыт создания и эксплуатации амортизаторов

Одним из таких характерных объектов являются амортизаторы станинных роликов, требования к которым содержат в себе весь набор требований к амортизаторам, т.е. они должны обладать свойствами буферов, компенсаторов и демпферов.

Рассмотрим процесс создания эффективной амортизации на примере станинных роликов слябинга-1150 ММК им. Ильича. Опыт эксплуатации амортизаторов этих станинных роликов насчитывает около 40 лет. За такое время конструкция амортизаторов несколько раз существенно менялась. Ниже рассматриваются основные этапы этих изменений.

Два станинных ролика этого стана имеют по 8 цилиндрических гнезд для установки амортизаторов. Первый вариант конструкции был основан на применении цилиндрических винтовых пружин. Эти пружины размещались в цилиндрических карманах. Амортизаторы в силу своих размеров и особенностей имели малую жесткость и малую энергоемкость. При ударных нагрузках витки пружин замыкались, что приводило к их быстрому разрушению. Долговечность этих пружин не превышала трех месяцев.

Во втором варианте цилиндрические винтовые пружины были заменены тарельчатыми пружинами, обладающими большей жесткостью и большей энергоемкостью, что существенно повышает их стойкость. Вместе с тем, тарельчатые пружины более трудоемки в изготовлении, имеют большую стоимость. Попытки металлургических комбинатов

наладить выпуск дешевых тарельчатых пружин силами собственных ремонтных служб не увенчались успехом. Пружины собственного изготовления значительно уступали стандартным по всем основным параметрам, в том числе по прочности и энергоемкости [76].

Третий вариант был реализован в 1980 году. На станинных роликах слябинга 1150 были установлены новые амортизаторы – с полиуретановыми упругими элементами. Энергоемкость амортизаторов была увеличена вдвое при неизменных габаритах [30]. УЭ амортизаторов были выполнены в виде чередующихся полиуретановых и стальных дисков (рис. 6.1). В этом амортизаторе энергия удара рассеивалась как за счет внутреннего трения в эластомере, так и за счет внешнего трения между пластинами эластомера и стали. И те, и другие пластины подвергаются при этом интенсивному износу. Кроме того, материал упругого элемента (полиуретан СКУ-7Л) подвергается старению. В процессе эксплуатации выяснилось, что УЭ амортизатора имеет недостаточную жесткость (нормальный модуль упругости при сжатии  $E_c \approx 20$  МПа). Он подвержен ползучести, так как нагружен постоянной силой, равной весу ролика.

С течением времени деформация УЭ нарастает, ролик опускается. При этом нарушается уровень установки роликов. Их осадка может быть различной, в основном, из-за разности механических свойств материала отдельных упругих элементов (разность жесткости полиуретановых отливок в одной партии может достигать 20%). При различных уровнях соседних роликов могут появиться дополнительные динамические нагрузки горизонтального направления, если слиток опускает с «просевшего» на нормальный ролик.

Интенсивная работа слябинга приводила к выходу из строя упругих элементов амортизаторов через 5...7 месяцев. Эксплуатация амортизаторов сопровождалась набуханием УЭ, работающих в среде пара и горячей воды. Материал упругих элементов (полиуретан СКУ-7Л) постепенно терял эластичность.

Четвертый вариант конструкции амортизатора станинных роликов появился в 1990г. после очередной модернизации. В качестве материала упругого элемента вместо СКУ-7Л был выбран более совершенный полиуретан СКУ-ПФЛ-100.

Этот материал значительно жестче, чем предыдущий. Нормальный модуль упругости при сжатии составляет для него  $E_c = 59$  МПа, что примерно в три раза больше, чем для СКУ-7Л; во столько же раз больше его удельная энергоемкость. В связи с этим лишними оказались промежуточные стальные диски, которые устанавливались для увеличения жесткости амортизаторов. В новом (чет-



вертом) варианте УЭ представляет собой моноблок в виде цилиндра с центральным отверстием [8].

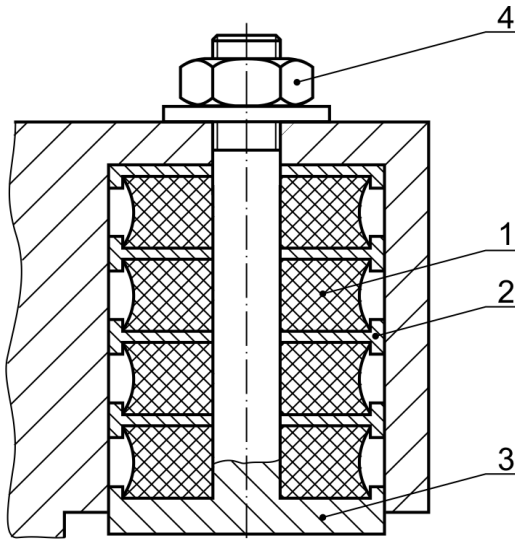
Амортизаторы этой конструкции успешно эксплуатировались в течение десяти лет. Истирание упругого элемента существенно уменьшилось, так как в несколько раз меньше стала общая площадь истираемых элементов. Уменьшились релаксация, ползучесть, набухание в воде. Долговечность УЭ составила 10...12 месяцев.

Однако и в этой конструкции полностью избежать негативных эффектов не удалось. Частично сохранилось истирание упругих элементов на торцах, релаксация, ползучесть и набухание в воде. У этого амортизатора при сжатии значительно увеличивается диаметр. Все это привело к дальнейшему совершенствованию амортизаторов станинных роликов. Конструкция их претерпела значительные изменения. В 1995г. сотрудниками кафедры «Сопротивление материалов» ПГТУ был разработан перспективный амортизатор сдвига с металлическим корпусом. Это пятый и пока последний вариант конструкции. Диаметр такого амортизатора не меняется при нагружении. Его УЭ работает на сдвиг (рис. 6.2).

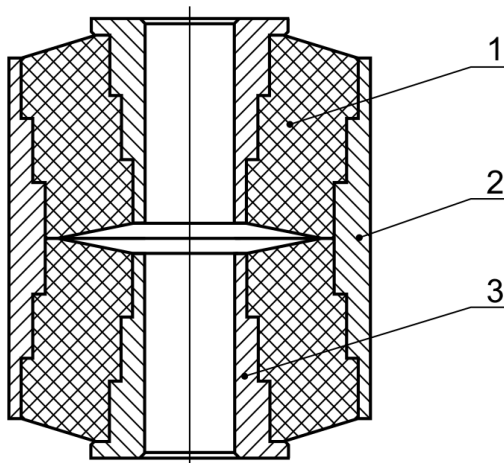
Амортизаторы подобной конструкции ранее были спроектированы, изготовлены и установлены на станинных роликах обжимной клетки рельсобалочного цеха ММК «Азовсталь». Упругие элементы этих амортизаторов, изготавливаемые из полиуретана СКУ-ПФЛ-100, отработали без замены 60 месяцев. Аналогичный амортизатор был спроектирован и для станинных роликов слябинга-1150. Расчетная долговечность его УЭ составляет 36 месяцев. Данный амортизатор не имеет трущихся (а, следовательно, изнашивающихся) поверхностей, его боковая поверхность защищена от внешних воздействий стальным корпусом. В процессе нагружения его боковая поверхность не выпучивается, как у амортизатора сжатия. Все это позволило внедрить данный амортизатор на станинных роликах и роликах рабочих рольгангов цеха «Слябинг-1150» ОАО «ММК им. Ильича» (рис. 6.3).

Окончательный выбор конструкции амортизатора должен быть сделан между усовершенствованным амортизатором сжатия и новым амортизатором сдвига. Для этого нужно четко сформулировать требования, предъявляемые к амортизаторам станинных роликов.

Начнем с уточнения нагрузок, испытываемых станинными роликами. Прежде всего – это статическая нагрузка, вызываемая весом сляба и самого ролика. Эта нагрузка действует постоянно и может вызывать ползучесть в полиуретановом УЭ. Поэтому будет меняться и уровень установки ролика, что крайне нежелательно. Стабилизировать уровень установки роликов можно, если соответствующие



**Рис. 6.1.** Амортизатор с чередующимися полиуретановыми и стальными дисками:  
1-полиуретановый диск; 2-стальной диск; 3-болт; 4-гайка.



**Рис. 6.1.** Амортизатор сдвига:  
1-упругий элемент; 2-корпус; 3-стакан.

амортизаторы сделать предварительно напряженными, причем усилие предварительного напряжения должно на 20...30% превышать статическую нагрузку. Это усилие постепенно будет релаксировать, но уровень установки ролика будет стабильным, пока усилие предварительной затяжки не станет меньше, чем постоянная статическая нагрузка на ролик.



**Рис. 6.3.** Амортизаторы сдвига для станинных роликов слябинга-1150  
ОАО «ММК им. Ильича»

Кроме полезной статической нагрузки, ролик испытывает и различного вида паразитные нагрузки. В практике эксплуатации станинных роликов можно выделить два основных вида паразитных нагрузений:

- нагружение энергией (например, энергией падающего раската);
- нагружение деформацией (например, создаваемой загнутым вниз концом раската).

Первый вид нагружения требует для амортизации возникающих нагрузок установки буферного устройства с максимальной энергоемкостью. Второй вид нагружения требует установки компенсаторов.

Из предыдущего видно, что станинный ролик требует амортизации, причем, учитывая характер его нагружения, можно сказать, что он должен быть одновременно и буфером, и компенсатором, т.е. должен обладать при ограниченных габаритах и силе максимальной энергоемкостью и деформацией.

Максимально возможная деформация амортизатора зависит от высоты УЭ и вида его напряженного состояния. Для амортизаторов сжатия наибольшая осевая продольная деформация составляет  $\varepsilon_{max} = 25...30\%$  [22]. Она может быть доведена до  $\varepsilon_{max} = 35...40\%$  путем придания боковой поверхности упругого элемента специальной вогнутой боковой формы. Для амортизатора сдвига (рис. 6.4) максимальная деформация может быть существенно большей [77], что, несомненно, улучшает его компенсирующие свойства. При правильном выборе жесткости это одновременно увеличивает и энергоемкость амортизатора.

Таким образом, применяя для станинных роликов слябинга амортизаторы сдвига, можно получить полную максимальную осадку  $\Delta l_{max} = 100...120$  мм. Часть этой осадки будет затрачена на предварительное нагружение амортизатора. При этом сила предварительного нагружения должна выбираться из условия:

$$N_0 \geq (1,2...1,4) P_0^1, \quad (6.3)$$

где:  $P_0^1$  – составляющая статической нагрузки (от веса ролика и раската), приходящаяся на один амортизатор.

Максимальную нагрузку на амортизатор можно принять равной:

$$N_{max} = (3...4) N_0. \quad (6.4)$$

Заметим, что числовой коэффициент, стоящий перед силой  $N_0$ , представляет собой по смыслу коэффициент динамичности  $K_d = 3...4$ , который для роликов рольгангов, не имеющих амортизации, достигает величин  $K_d = 40...50$ . Это недопустимо большая величина, которая приводит к частым поломкам отдельных деталей узла. В то же время, трех- или четырехкратная перегрузка не вызывает разрушений в узле ролика.

При формировании требований, предъявляемых к амортизаторам станинных роликов, возникает одно противоречие. Амортизатор (буфер) любой конструкции, прежде всего, должен защищать от перегрузок и поломок детали своего узла. Затем уже этот амортизатор должен защищать и самого себя. Если выполнение первого условия требует работы амортизатора при максимально возможных деформациях, то выполнение второго условия требует ограниченных по условию прочности деформаций. Здесь должно быть найдено компромиссное решение, обеспечивающее достаточную долговечность защищаемых деталей и приемлемую долговечность деталей самих амортизаторов, прежде всего, полиуретанового УЭ амортизатора.

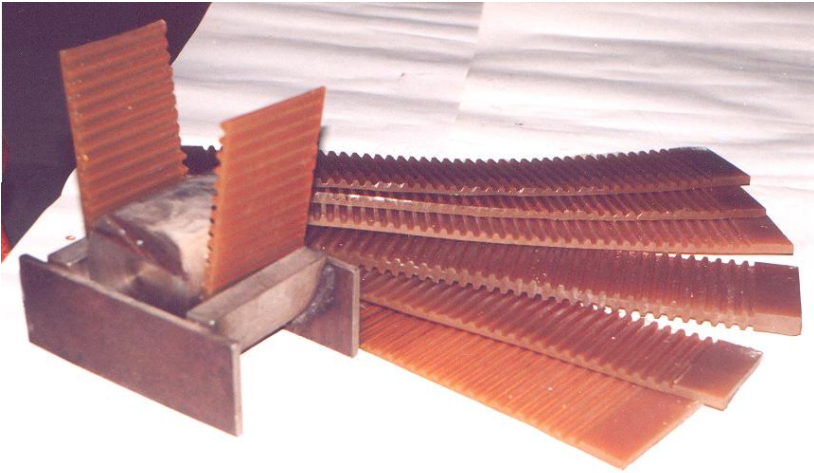


**Рис. 6.4.** Упругие элементы амортизаторов сдвига

Итак, предварительный анализ возможностей двух типов амортизаторов показывает, что амортизатор сдвига имеет по сравнению с амортизатором сжатия ряд преимуществ. Он допускает большие в 1,5...2,0 раза деформации при одинаковых габаритах. Значительная часть его УЭ защищена от внешних воздействий стальным корпусом. Этот амортизатор не имеет трущихся частей (нет элементов внешнего трения) и не меняет диаметра при нагружении. Все это (с учетом имеющегося 6-летнего опыта эксплуатации на другом стане) позволяет надеяться, что данная конструкция амортизатора окажется удачной

и стабильной. Промышленное опробование (в течение 24 месяцев) данных амортизаторов подтвердило их высокую эффективность.

Кроме подробно описанного примера совершенствования амортизатора станинного ролика, имеется еще ряд конструкций малогабаритных амортизаторов (буферов-компенсаторов) [37, 78], которые были установлены на ролики рольгангов прокатных станов (рис. 6.5). Несмотря на ограничение их размеров ( $\delta = 10 \dots 20$  мм), они также позволили существенно снизить паразитные нагрузки на подшипники роликов.



**Рис. 6.5.** Малогабаритные амортизаторы сжатия

### **Выводы**

Для всех случаев амортизации узлов металлургических машин полиуретановые эластомеры являются наилучшими материалами, которые могут обеспечить требуемую энергоемкость, жесткость и рассеяние энергии. Активные устройства на основе эластомеров являются наиболее простыми и технологичными. Эти устройства (амортизаторы) призваны не допускать возникновения перегруза. Если же перегруз возник – значит, амортизация оказалась недостаточно эффективной. В таком случае спасти дорогостоящие детали оборудования от разрушения могут только надежные предохранительные устройства, которые рассмотрены в главе 7.

## ОГРАНИЧЕНИЕ НАГРУЗОК. ПРЕДОХРАНИТЕЛИ

**П**рактика работы металлургических машин показывает, что для многих из них при сегодняшнем уровне автоматизации невозможно избежать перегрузов. В особенности это относится к прокатным станам, в которых высок уровень паразитных нагрузок. Подтверждение этому было приведено в разделе 5.3. Поэтому для надежной безаварийной работы металлургического оборудования необходимы специальные предохранительные устройства.

Если остановиться на прокатных станах, то можно указать два основных места для установки предохранителей. Первое – под нажимными винтами в рабочей клети, второе – в главной линии. Предохранители, устанавливаемые в рабочей клети, должны ограничивать силу прокатки, чтобы избежать поломок дорогостоящих деталей стана (в первую очередь, прокатных валков). Предохранители, устанавливаемые в главной линии, ограничивают крутящий момент, передаваемый деталями привода.

Существует много типов предохранительных устройств; некоторые из конструктивных особенностей их будут рассматриваться ниже. Сейчас отметим только основные требования, предъявляемые к таким устройствам.

1. Сила (момент) срабатывания ПУ должна быть выбрана (и должна поддерживаться) такой, чтобы обеспечить эффективную работу защищаемой машины и отсутствие перегрузов [61].
2. Конструкция предохранителя должна быть простой, технологичной и удобной в эксплуатации [79].
3. Замена РЭ (если таковые имеются) должна производиться оперативно, без существенных потерь производства [80].
4. Цена защиты должна быть приемлемой для получения положительного экономического эффекта.

Эти требования достаточно подробно рассмотрены в различных работах [11, 81]. В то же время, требует уточнения вопрос о величине и стабильности выключающей нагрузки (т.е. о силе и моменте срабатывания предохранителя). Именно этим вопросам будет уделено ниже особое внимание [82].

В разделе 5.2 рассматривался вопрос определения рабочих характеристик активных устройств. Сейчас остановимся на требуемых рабочих характеристиках предохранителей. Каждое предохранительное устройство должно обладать определенной рабочей характеристи-

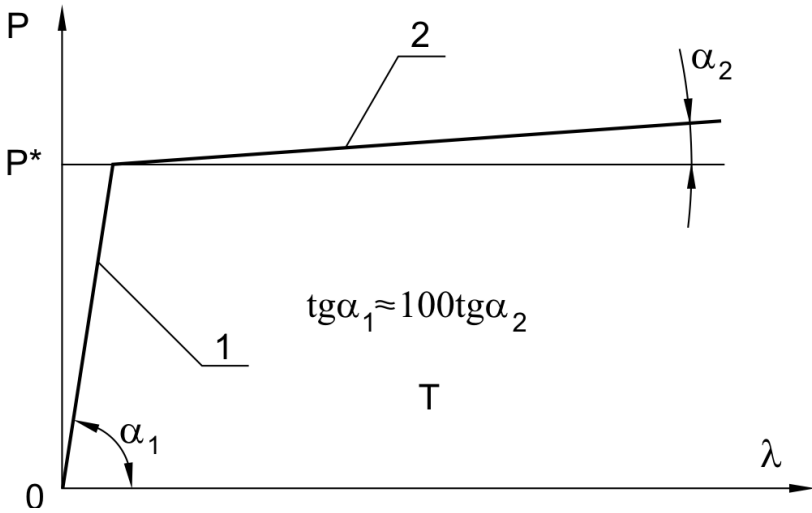
кой, обеспечивающей оптимальный вариант защиты от поломок. Какой же должна быть идеальная характеристика предохранителя?

Рассмотрим работу идеального предохранителя на примере прокатной клетки обжимного стана (например, слябинга-1150). Сила прокатки зависит как от параметров прокатки (марки стали заготовки, температуры заготовки, ее размеров, раствора валков), так и от параметров самой клетки, в первую очередь от ее жесткости. Чем больше жесткость клетки, тем больше будет сила прокатки при прочих равных условиях. Другими словами, меняя жесткость клетки, можно (при других неизменных параметрах) менять силу прокатки. Здесь мы имеем случай, когда нагрузка (сила прокатки) зависит от деформации (раствора валков) – такой вариант нагружения есть нагружение деформацией.

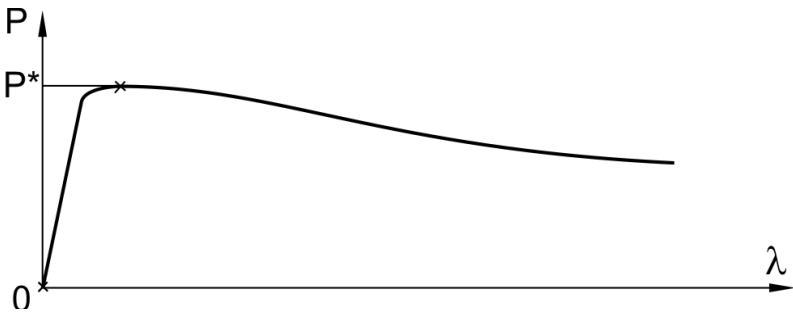
Для случая бесконечно большой жесткости клетки обжатие будет равно разности исходной толщины сляба и раствора валков, а сила прокатки будет соответствовать этому обжатию (деформация клетки отсутствует). Для случая бесконечно малой жесткости клетки обжатие и сила будут равны нулю, а деформация клетки равна разности исходной толщины сляба и раствора валков. Отсюда вытекает принцип работы идеального предохранителя: он должен иметь переменную податливость. До определенного уровня нагрузки, называемой в дальнейшем выключающей нагрузкой  $P^*$ , предохранитель должен иметь малую податливость (в идеале – бесконечно малую), т.е. должен иметь максимально возможную жесткость. В этом случае предохранитель не снижает суммарной жесткости прокатной клетки. При появлении нагрузки, равной выключающей, жесткость предохранителя (а, следовательно, и всей клетки) должна резко уменьшиться (податливость – увеличиться, причем в идеале – до бесконечности). Жесткость клетки падает, ограничивая силу прокатки.

Таким образом, предохранитель должен представлять собой устройство переменной жесткости, причем при  $P^* < P_{пр}$  жесткость велика (максимально возможна), а при  $P^* > P_{пр}$  жесткость существенно меньше. Желательно, чтобы она была меньше на один-два порядка. Такая характеристика показана на рис. 7.1. Для других машин требования к предохранителям могут быть другими. Например, для защиты от поломок прессов (на прессе установлен один предохранитель) ПУ может иметь не возрастающую, а падающую характеристику или постоянное усилие срабатывания. Здесь наиболее важным является то, что действующие в узлах защищаемой машины после срабатывания предохранителя силы не должны представлять опасности в плане разрушения какой-либо детали (рис. 7.2).





**Рис. 7.1.** Требуемая рабочая характеристика ПУ для прокатного стана:  
 $P$  – усилие на предохранительном устройстве;  
 $\lambda$  – деформация (осадка) предохранительного устройства;  
 1 – участок большой жесткости;  
 2 – участок малой жесткости;  
 $P^*$  – усилие срабатывания предохранителя.



**Рис. 7.2.** Требуемая рабочая характеристика ПУ для прессы

Предохранительные устройства являются очень важными деталями машин. Особый интерес (и наибольшие трудности) представляет создание предохранителей для прокатных станков.

Рассмотрим предохранители, предназначенные для установки в рабочих клетях прокатных станков. Согласно сформулированным выше условиям, нужно создать такие устройства, которые обеспечат усилие срабатывания  $P^* = (5 \dots 30) \cdot 10^3$  кН. В настоящее время предохранителей, отвечающих этим требованиям и надежно работающих на действующих станах, практически нет. В то же время, имеется достаточное количество патентов и разработанных конструкций. Несколько таких конструкций разработаны на кафедре «Сопротивление материалов» ПГТУ. Они были рассчитаны и спроектированы для конкретных прокатных станков. Модели этих предохранителей прошли лабораторные испытания, которые подтвердили работоспособность данных предохранителей.

Ниже рассмотрено несколько вариантов подобных предохранителей.

### 7.1. Предохранительные устройства с расходуемыми элементами

Рассмотрим варианты конструктивного решения предохранителей с РЭ.

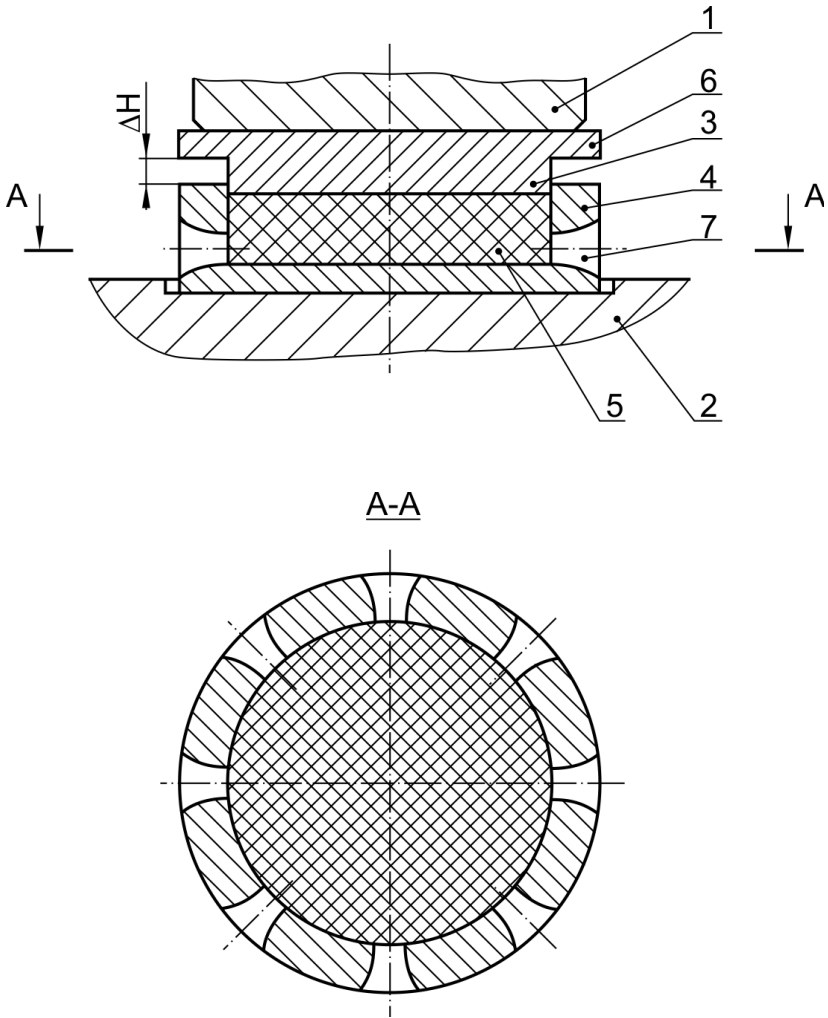
Вариант 1. Экструзионный предохранитель.

Для создания большой силы сопротивления в этом предохранителе используется процесс экструзии материала, сжатого в замкнутом объеме, через калиброванные отверстия-фильтры. Схема подобного предохранителя показана на рис. 7.3. В корпусе 4 расположен заполнитель 5, изготовленный из эластомера, например, вулканизированной резины. Заполнитель сжимается плунжером 3 при передаче силы прокатки от подушки вала 2 на нажимной винт 1. В нижней части корпуса 4 (возле его днища) выполнены радиально ориентированные отверстия 7. Диаметр и длина этих отверстий могут быть подобраны таким образом, чтобы экструзия эластомера начиналась при давлении  $p^*$  (МПа), обеспечивающем нужное усилие срабатывания предохранителя:

$$P^* = p^* \frac{\pi D^2}{4}, \quad (7.1)$$

где  $D$  – внутренний диаметр корпуса (он же диаметр плунжера).

Величину силы  $P^*$  легко регулировать, меняя материал заполнителя, диаметр и высоту корпуса, диаметр и длину отверстий-фильтр.



**Рис. 7.3.** Экструзионное предохранительное устройство:  
 1 – нажимное средство; 2 – подушка прокатного валка;  
 3 – пуансон; 4 – корпус; 5 – эластомер; 6 – бурт;  
 7 – отверстие-фильтра;  $\Delta H$  – рабочий ход предохранителя.

Последние два параметра являются решающими при формировании усилия сопротивления предохранителя. Рабочая характеристика подобного предохранителя содержит (как и требуется) два участка. Первый участок соответствует упругому сжатию заполнителя и упругой деформации корпуса вплоть до достижения предельного давления  $p^*$ . Второй участок отражает процесс экструзии заполнителя.

При перегрузках в рабочей клетки давление, передаваемое на эластомер, продавливает последний через отверстия 7; при этом плунжер 3 перемещается в осевом направлении, и валки раздвигаются на величину осадки плунжера, уменьшая обжатие раската. Особо следует отметить, что осадка устройства происходит не на всю потенциальную величину  $\Delta H$ , а только на такую величину, которая позволяет снять возникшую перегрузку. Это снижает паразитные нагрузки на элементы клетки и позволяет использовать данный предохранитель как многоазовый. Перезарядка такого предохранителя может производиться в удобное время после частичной или полной осадки.

Выполнение отверстий в боковых стенках корпуса обеспечивает компактность устройства по высоте, т.к. экструзия эластомера в этом случае происходит в поперечном направлении в пространство, свободное от размещения в нем деталей прокатной клетки. Отверстия 7 могут быть цилиндрическими или комбинированными, т.е. имеющими цилиндрической и конической участки. Уширение отверстий от внутренних к внешним поверхностям боковых стенок позволяет уменьшить сопротивление перемещению частиц эластомера после их прохождения через отверстия-фильтры. Величину сопротивления эластомера экструзии определяет цилиндрический участок фильтры, примыкающий к внутренней поверхности боковой стенки.

Предложенное устройство работоспособно при любом характере распределения отверстий по периметру внутренней поверхности боковых стенок корпуса. Однако при равномерном их распределении плунжер 3 не перекашивается, и точность срабатывания предохранителя повышается. Все отверстия размещены в плоскости, перпендикулярной оси нажимного средства и проходящей от внутренней поверхности основания корпуса на расстоянии  $r \geq d/2$ , где  $d$  – диаметр отверстия-фильтры.

В данном ПУ основными силами сопротивления, формирующими усилие срабатывания, являются силы трения, причем как внутреннего, так и внешнего. Потери на внутреннее трение (гистерезис) постоянны для каждого из эластомеров. Для различных марок полиуретанов они составляют от 20% до 60% работы, затраченной на деформирование.

Рабочая характеристика модели экструзионного предохранителя (см. рис. 7.3) с отверстиями в боковых стенках представлена на рис. 7.4. Диаметр плунжера предохранителя  $D = 100$  мм; количество отверстий – 12; диаметр цилиндрической части фильеры  $d = 8$  мм; длина цилиндрической части фильеры  $l = 8$  мм; наполнитель – резина В-14 с нормальным модулем упругости при сжатии  $E = 15$  МПа.

Испытания проводились на машине ПР-500 в статическом режиме. Полученная рабочая характеристика по целому ряду признаков подходит для предохранителя рабочей клетки. При малых габаритных размерах модели было получено значительное усилие. Усилие плавно возрастало с увеличением осадки – это ценное свойство предохранителя, предназначенного для работы в паре с другим предохранителем (например, в рабочей клетке прокатного стана). До начала экструзии предохранитель получил упругую деформацию около 1 мм. Такая деформация допустима для работы на обжимных станах; в других случаях её надо уменьшать.

Для получения требуемой рабочей характеристики нужно знать зависимость усилия экструдирования от параметров предохранителя. Удобнее всего получить формулу для предельного давления внутри предохранителя  $p^*$ , которое связано с усилием срабатывания  $P^*$  зависимостью (7.1), что соответствует равномерному распределению давления  $p^*$  по торцу плунжера. Это подтверждается всеми лабораторными экспериментами. Фактически наибольшим является давление в центре плунжера, наименьшим – у его края, но разность их не превышает 5% от максимального, если  $p > 10$  МПа. Поэтому можно подобной разностью пренебречь.

Опыты на моделях показывают, что на величину усилия экструдирования влияют [83]:

- а) материал наполнителя;
- б) диаметр и длина цилиндрического участка фильеры;
- в) наличие смазки;
- г) температура;
- д) скорость деформации.

Автором предложена эмпирическая формула, отражающая качественную сторону процесса экструзии:

$$p^* = E_K \cdot (1 + \psi + f) \cdot \alpha^2 \cdot n, \quad (7.2)$$

где  $p^*$  – предельное значение внутреннего давления, МПа;

$E_K$  – конструктивный модуль упругости для эластомера-наполнителя, МПа;

$\alpha = \frac{l}{d}$  – относительная длина цилиндрической части фильеры (без-

размерная величина);

$\psi$  – коэффициент внутреннего трения (гистерезисные потери за один цикл нагружения материала).  $0 \leq \psi \leq 1,0$ ;

$f$  – коэффициент трения заполнителя о стенки фильеры (коэффициент внешнего трения);

$d$  – диаметр фильеры, мм;

$l$  – длина цилиндрической части фильеры.

Формула (7.2) удовлетворительно описывает процесс экструзии и может быть полезной для предварительного выбора параметров ПУ. В этой формуле коэффициенты  $\psi$  и  $f$  могут определяться экспериментально.

Рассмотрим более подробно величину  $E_K$ . В качестве конструктивного модуля можно принять величину  $E_K$ , указанную в работе [8]:

$$E_K = E (1 + \chi \phi^n), \quad (7.3)$$

где  $E$  – модуль упругости материала при сжатии;

$\chi$  – коэффициент крепления торцов упругого элемента (эластомера-заполнителя) к плунжеру и днищу корпуса. При идеальной смазке  $\chi = 0$ ; при жестком креплении (склеивание)  $\chi = 1,0$ ; в общем случае:

$$0 \leq \chi \leq 1,0; \quad (7.4)$$

$n$  – показатель степени, зависящий от материала. Для большинства эластомеров, в том числе и для всех конструкционных полиуретанов, можно принять  $n = 2,0$ ;

$\phi$  – коэффициент формы упругого элемента:

$$\phi = \frac{F}{F_B}, \quad (7.5)$$

где  $F$  – площадь поперечного сечения заполнителя (или плунжера);

$F_B$  – площадь боковой поверхности заполнителя.

В работе [84] отмечается, что формула (7.3) дает приемлемые результаты для случаев, когда  $\phi \leq 2,0$ . Для больших значений  $\phi$  погрешность возрастает.

Величина  $E$  может быть найдена из опыта на сжатие высокого цилиндрического образца (с высотой, большей, чем диаметр, и со смазкой на торцах). Для такого образца влияние трения на торцах на рабочую характеристику совершенно несущественно. Рабочая характеристика должна записываться при нагружении и при разгрузке. На рис. 7.5 показана характеристика цилиндрического образца из полиуретана марки СКУ-ПФЛ-100 с диаметром 70 мм, высотой 70 мм и смазкой на торцах маслом «индустриальное-20». Испытания проводились на машине ИМ-4А. Линия 1 нагружения и линия 2 разгрузки не совпадают, образуя петлю гистерезиса. Величина внутреннего трения представляет собой отношение работы, потерянной за один цикл нагружения, ко всей затраченной за один цикл работе; или, другими словами, отношение площади петли гистерезиса (заштрихована на рис. 7.5) к площади  $\Delta OAB$ . Для полиуретана марки СКУ-ПФЛ-100 эта величина составляет  $\psi \approx 0,4$  или 40%; для наиболее распространённых конструкционных эластомеров  $0,2 \leq \psi \leq 0,6$ .

Выбор оптимального давления  $p^*$  должен основываться на следующих соображениях:

1. Должна быть обеспечена прочность корпуса; при этом конструкция предохранителя не должна усложняться.
2. Упругая деформация ПУ при нормальной технологической нагрузке не должна превышать допустимой для данного типа прокатного стана или другой защищаемой машины.
3. Проблема уплотнения между плунжером и корпусом должна решаться простейшим образом.

Перечисленные пункты ограничивают величину  $p^*$  сверху. Можно привести доводы в пользу ограничения этой величины снизу. С минимально допустимым давлением связаны габаритные размеры ПУ и распределение давлений по торцевому сечению ПУ. На основании лабораторных опытов с ПУ данного типа и с другими устройствами, содержащими наполнитель из эластомеров [25], оптимальной величины давления для различных типов защищаемых машин следует считать  $50 \leq p^* \leq 150 \text{ МПа}$ .

Следующий важный вопрос – материал наполнителя. Известны сотни марок эластомеров, отличающихся механическими характеристиками, технологией изготовления, ценой. Более всего различаются эластомеры по жёсткости. Нормальный модуль упругости для

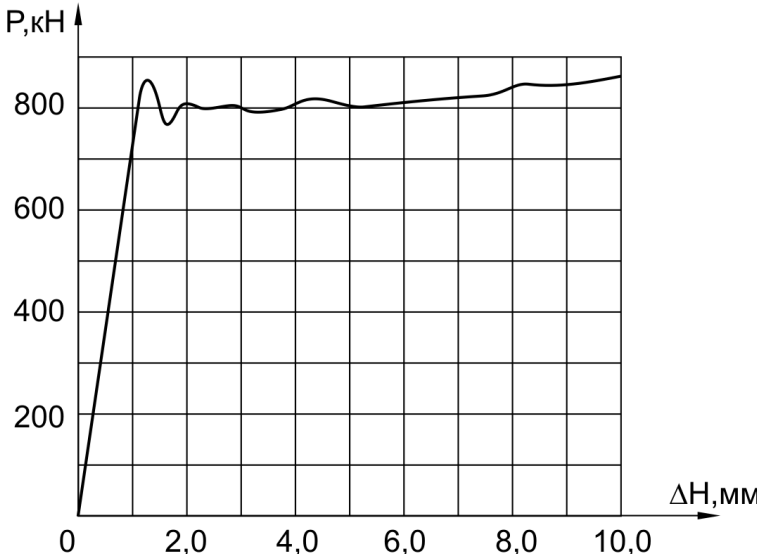


Рис. 7.4. Рабочая характеристика экструзионного предохранителя

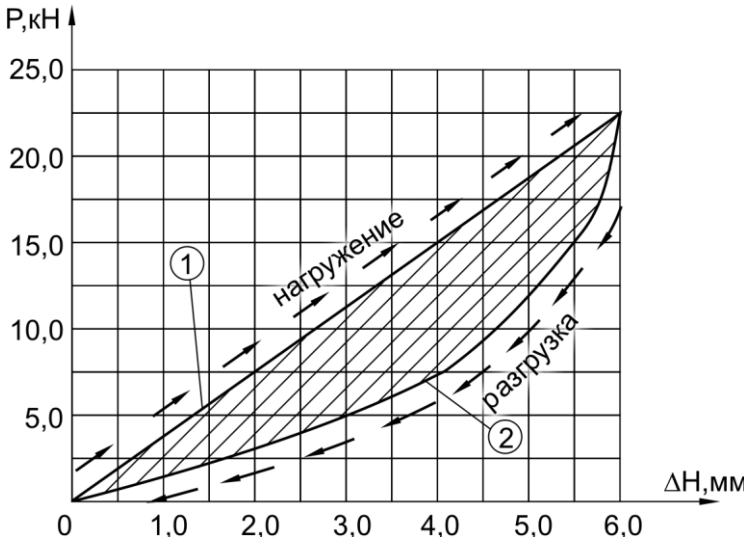


Рис. 7.5. Рабочая характеристика цилиндрического образца



эластомеров находится в пределах  $2,0 \leq E \leq 400$  МПа. Соответственно, и предельное давление при прочих равных параметрах ПУ будет изменяться в тех же пределах. Столь широкий диапазон давлений явно излишен, поэтому достаточно рассмотреть эластомеры с диапазоном модулей  $5,0 \leq E \leq 100$  МПа, что на практике означает, что рассматриваются резины и полиуретаны средней и большой твердости. Опыты показывают, что упругая деформация заполнителя, сжимаемого в замкнутом объеме, практически не зависит от величины  $E$ , т.к. объемный модуль упругости  $K$  практически одинаков для всех эластомеров ( $K \approx 3000$  МПа). Для более мягкого эластомера нужно принять меньший диаметр отверстия-фильтры, чтобы выйти на нужный уровень  $p^*$  и обеспечить уплотнение пары «плунжер-корпус». При этом можно обеспечить такую же характеристику ПУ, как и для жесткого эластомера-заполнителя.

В силу изложенного выше можно считать, что в качестве эластомера-заполнителя применима любая резина, а значит – можно взять самую дешёвую.

Величина  $f$  изменяется в очень широких пределах и является главным источником неточностей величины  $p^*$ . Поэтому  $f$  желательно свести к минимуму, поскольку полностью его устранить невозможно. Самый простой способ уменьшения влияния  $f$  является применение смазки, причем сам заполнитель может быть не сплошным цилиндром, а составленным из множества резиновых дисков, между которыми находится смазка (например, солидол); диски могут иметь радиальные разрезы (рис. 7.6), облегчающие в связи с проникновением смазки в разрезы движение эластомера к отверстиям-фильтрам. Кроме всего прочего, коэффициент  $f$  зависит от формы отверстий. Для снижения величины  $f$  нужно притупить острые кромки отверстий, сделать более плавными переходы от корпуса к цилиндрической части фильтр (рис. 7.7). Заполнение предохранителя может быть выполнено и гранулами эластомера (при этом желательно, чтобы размер гранул превышал поперечные размеры фильтры).

На рис. 7.8 показана рабочая характеристика ПУ, которое описано выше, в варианте применения смазки. Устройство заполнено листами (дисками толщиной 10 мм) из полиуретана. Все части заполнителя и внутренняя часть корпуса смазаны солидолом. Усилие срабатывания такого предохранителя на 20% меньше, чем при отсутствии смазки. При необходимости усилие срабатывания можно восстановить на прежнем уровне, изменив параметры отверстий-фильтр. Стабильность работы такого предохранителя существенно выше, чем в варианте без

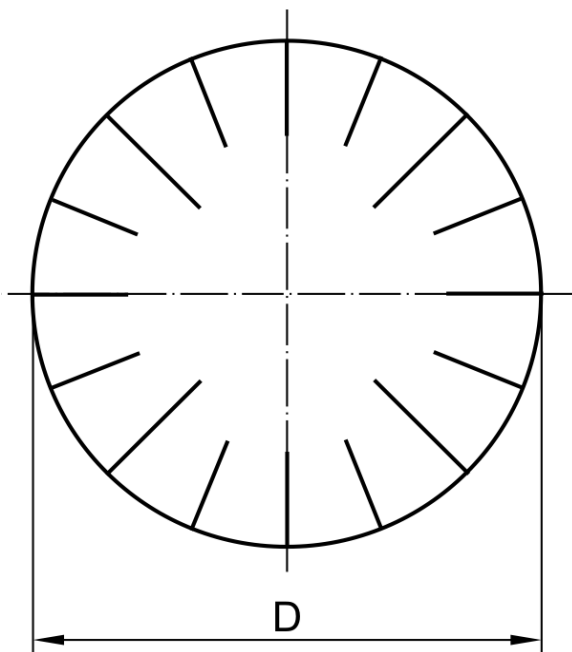


Рис. 7.6. Схема разрезов на круге листовой резины

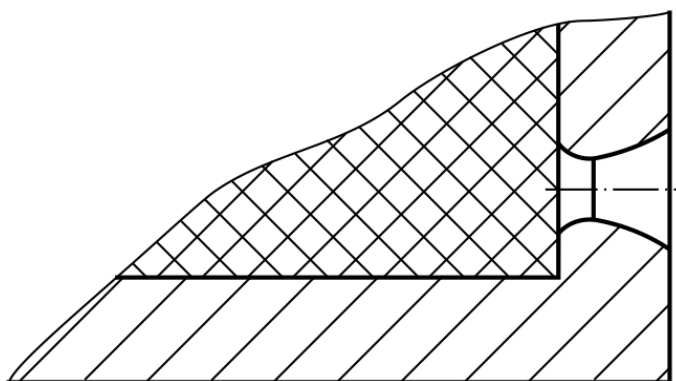


Рис. 7.7. Рекомендованная форма отверстий-фильтер

смазки.

Опыт работы с различными моделями показал, что реальные значения диаметров фильер  $d$  лежат в пределах  $5 \leq d \leq 10$  мм, а значения длины  $l$  цилиндрического участка  $0,3d \leq l \leq 1,5d$ . При этом наиболее приемлемыми значениями являются  $0,6d \leq l \leq 1,0d$ . Эта длина может быть выполнена регулируемой; тогда легко решается вопрос об окончательном выборе  $l$  путем проведения экспериментов на натурном образце предохранителя.

Описанный тип предохранителя может быть изготовлен на любое требуемое усилие срабатывания и любую требуемую осадку. Он может также применяться в качестве противоаварийного буферного устройства на транспортных машинах. К недостаткам данного предохранителя можно отнести не всегда достаточную точность срабатывания и сложность перезарядки.

Вариант 2. Непрерывносрезной предохранитель.

Деформация среза нередко применяется в РЭ предохранительных устройств. Примером могут служить муфты предельного момента со срезными пальцами, а также предохранители со срезными пластинами. Такие предохранители обеспечивают довольно точное срабатывание. Однако рабочие характеристики этих предохранителей мало пригодны для прокатных станов (одно из таких устройств все же будет рассмотрено).

В то же время, имеется решение, которое может растянуть во времени процесс среза. При этом может быть обеспечено постоянство силы срабатывания. ПУ данного типа может работать как противоаварийное буферное устройство в транспортных средствах [24] или как предохранитель на максимальное усилие срабатывания при большой требуемой осадке. Такое устройство может быть установлено на штангах манипуляторов и кантователей или в рабочих клетях пилгримовых станов, где требуемая осадка предохранителей при некоторых видах перегрузок составляет 120...150 мм.

Устройство (рис. 7.9) состоит из телескопически связанных между собой наружного 1 и внутреннего 2 цилиндров. На наружной поверхности цилиндра 2 выполнен бурт 3 в виде рёбер многозаходной спирали. Эти рёбра разделены на отдельные сегменты 4 продольными разрезами 5 по высоте. В торцевой части наружного цилиндра 1 размещена сменная вставка 6 с режущей кромкой 7, обращенной к бурту 3.

ПУ работает следующим образом. Один из цилиндров 1 или 2 крепится на подушке рабочей клетки прокатного стана. Другой цилиндр

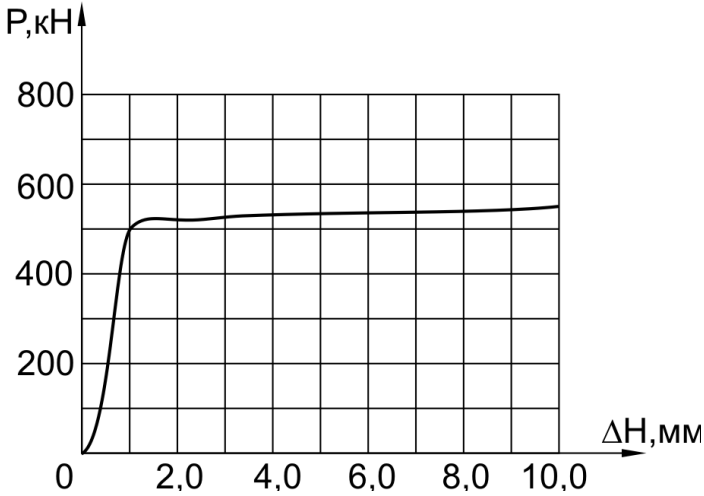


Рис. 7.8. Рабочая характеристика экструзионного ПУ при наличии смазки

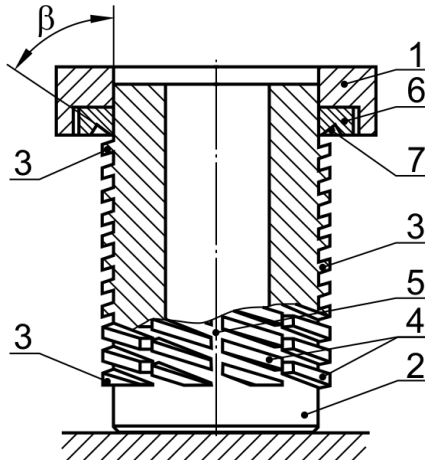


Рис. 7.9. Предохранительное устройство со срезными ребрами:  
 1 – наружный цилиндр (нож); 2 – внутренний цилиндр (втулка);  
 3 – буртик; 4 – сегменты; 5 – продольные разрезы;  
 6 – сменная вставка; 7 – режущая кромка;  
 $\beta$  – угол наклона режущей кромки.

крепится к нажимному винту и при перегрузке имеет возможность поступательно перемещаться относительно первого, срезая при этом режущей кромкой 7 бурт 3, выполненный в виде рёбер многозаходной спирали. Продольные разрезы 5 необходимы для того, чтобы уже срезанные витки бурта 3 не препятствовали дальнейшему процессу среза (не накладывались на нижележащие витки).

При взаимном движении цилиндров происходит непрерывное срезание рёбер многозаходной спирали. Поглощаемая устройством энергия расходуется на осуществление деформации среза. Количество зон резания является величиной постоянной и равно числу заходов спирали. Равнодействующая усилий резания приложена вдоль оси ПУ, а сами зоны резания в процессе работы смещаются по винтовой линии, сохраняя постоянным взаимное расположение и положение равнодействующей. Максимальная осадка ПУ равна длине части внутреннего цилиндра, имеющей спиральные рёбра, а поглощаемая им энергия пропорциональна срезанной площади [85]. Для восстановления работоспособности предохранителя после его срабатывания заменяют внутренний цилиндр 2 новым (см. рис. 7.9).

Рассмотрим подробно процесс срабатывания предохранителя. Срезание спиральных ребер кольцевым ножом-втулкой ближе всего подходит к резанию полосы наклонным ножом на гильотинных ножницах [44]. Из энергетических соображений можно сделать предположение о равенстве работ при срезании ребер одинаковой площади с различными углами наклона спирали  $\alpha$  (рис. 7.10).

Усилие среза при  $\alpha = 0$  можно найти по формуле:

$$P_0^* = \pi D \cdot \delta \cdot \tau_B, \quad (7.6)$$

где  $D$  – диаметр внутреннего цилиндра по впадинам ребер (или диаметр режущей кромки кольцевого ножа);

$\delta$  – ширина срезанного ребра у его основания;

$\tau_B$  – предел прочности при срезе материала ребра.

Это усилие действует на пути  $\delta^*$ . Здесь  $\delta^*$  – ширина блестящего пояска на месте срезанного ребра.

Работа среза может быть выражена равенством:

$$A = \int_0^{\delta^*} P(\delta) \cdot d\delta, \quad (7.7)$$

где  $P(\delta)$  – функция усилия среза. Она может быть получена экспериментально из диаграммы среза в координатах  $P$ - $\delta$ .

Введем характеристику  $\psi_{II}$ , которая представляет собой коэффициент полноты диаграммы среза:

$$\psi_{II} = \frac{\int_0^{\delta^*} P(\delta) \cdot d\delta}{P_0^* \cdot \delta^*}, \quad (7.8)$$

где  $P_0^*$  – максимальное усилие среза.

Тогда с учетом (7.7) получим:

$$A = \psi_{II} \cdot \pi D \delta \cdot \tau_B \cdot \delta^*. \quad (7.9)$$

Введем величину  $\eta = \delta^* / \delta$  – относительную ширину блестящего пояска. Это безразмерная величина, причем  $\eta < 1,0$ . По физическому смыслу это коэффициент вязкости, характеризующий пластичность материала. Тогда выражение (7.9) запишется в виде:

$$A = \psi_{II} \cdot \pi D \delta^2 \cdot \eta \cdot \tau_B. \quad (7.10)$$

Если рассмотреть не кольцевое, а спиральное ребро, и ввести силу  $P_1^*$  как силу резания в одной из  $N$  зон резания ( $N$  – число заходов спирального ребра), то работа, совершаемая силами  $P_1^*$ , определится по формуле:

$$A = P_1^* \cdot \pi D \cdot tg \alpha = P_1^* \cdot N \cdot h, \quad (7.11)$$

где  $\alpha$  – угол наклона спирали по отношению к режущей кромке ножа;  
 $h$  – расстояние между двумя соседними витками спирали (шаг резьбы).

Приравнивая работу среза для кольцевого и спирального витков, получим:

$$\psi_{\Pi} \cdot \pi D \cdot \delta^2 \cdot \eta \cdot \tau_B = P_1^* \cdot N \cdot h, \quad (7.12)$$

откуда искомая сила резания равна:

$$P_1^* = \frac{\psi_{\Pi} \cdot \pi D \cdot \delta^2 \cdot \eta \cdot \tau_B}{N \cdot h}. \quad (7.13)$$

Величину  $\delta$  можно выразить через  $h$ :

$$\delta = \varphi \cdot h, \quad (7.14)$$

где  $\varphi \leq 1,0$  – коэффициент заполнения боковой поверхности втулки 2 (см. рис. 7.10).

С учетом (7.14) выражение (7.13) принимает вид:

$$P_1^* = \frac{\psi_{\Pi} \cdot \pi D \cdot h \cdot \varphi^2 \cdot \eta \cdot \tau_B}{N}. \quad (7.15)$$

Суммарное усилие, необходимое для срезания  $N$  спиральных буртов (оно же – выключающее усилие предохранителя), равно:

$$P^* = \psi_{\Pi} \cdot \pi D \cdot h \cdot \varphi^2 \cdot \eta \cdot \tau_B. \quad (7.16)$$

Введем коэффициент полноты рабочей характеристики предохранителя  $\theta$ . Он входит в формулу для работы разрушения предохранителя, которая может быть представлена в виде:

$$A = \theta \cdot P^* \cdot L, \quad (7.17)$$

где  $L$  – длина участка со спиральной нарезкой (ход предохранителя).

$$\theta = \frac{\int_0^L P^*(L) dL}{P^* \cdot L} \leq 1,0, \quad (7.18)$$

где  $P^*$  – максимальное усилие среза.

С учетом (7.18) формула (7.16) переписывается как:

$$P^* = \frac{\Psi_{\Pi}}{\theta} \pi D \cdot h \cdot \varphi^2 \cdot \eta \cdot \tau_B. \quad (7.19)$$

Формула (7.19) учитывает только основные параметры предохранителя. Некоторые размеры рёбер и режущего инструмента в этой формуле не отражены. Между тем из теории резания, вырубки и других технологических операций известно, что параметры режущего инструмента существенно влияют на максимальное усилие среза.

Введем в формулу (7.19) соответствующие поправки и окончательно перепишем ее в виде:

$$P^* = K_H \cdot K_{\Phi} \cdot \varphi^2 \cdot D \pi \cdot h \cdot \eta \cdot \frac{\Psi_{\Pi}}{\theta} \cdot \tau_B, \quad (7.20)$$

где  $K_H$  – коэффициент, зависящий от формы ножа и зазора между втулкой и режущей кромкой ножа; для  $\beta = 90^\circ$  и при зазоре, равном нулю,  $K_H = 1,0$ . Для других форм режущей кромки и других зазоров  $K_H$  определяется из опытов на соответствующих моделях. Здесь  $\beta$  – угол наклона режущей кромки (см. рис. 7.10);

$K_{\Phi}$  – коэффициент формы резьбы (формы поперечного сечения срезаемого ребра). Для сечения в виде прямоугольника  $K_{\Phi} = 1,0$ ; для остальных форм  $K_{\Phi}$  находится из опытов на моделях.

Формула (7.20) отражает качественную сторону процесса среза рёбер при срабатывании ПУ и может применяться для предварительного проектирования, т.е. для выбора некоторых основных параметров, которые впоследствии должны уточняться на основе экспериментальных данных.

Поскольку при расчете предохранительной детали не допускается никаких запасов прочности (и завышение, и занижение прочности опасно для защищаемой машины), то  $P^*$  обязательно должно уточняться экспериментально. При этом формула (7.20) поможет рационально спланировать необходимые эксперименты и обойтись меньшим



количеством испытаний, а также более обоснованно перейти от модели к натуре. Рассмотрим два геометрически подобных ПУ – натуральный образец и модель, причем выполненных из одного материала. Очевидно, что для этих предохранителей параметры  $\psi_{п}; \theta; K_{п}; K_{ф}; \varphi; \eta; \tau_{в}$  одинаковы, а параметры  $D$  и  $h$  связаны зависимостью:

$$D_H = M \cdot D_M; h_H = M \cdot h_M, \quad (7.21)$$

где  $M$  – масштаб; индекс “м” относится к модели, а “н” – к натурному образцу.

Тогда из формулы (7.20) получим:

$$P_H^* = M^2 \cdot P_M^*, \quad (7.22)$$

т.е. усилие срабатывания предохранителя пропорционально квадрату масштаба. С учетом формул (7.17) и (7.21) получаем:

$$A_H = M^3 \cdot A_M, \quad (7.23)$$

т.е. энергоемкость предохранителя пропорциональна кубу масштаба.

Вернемся к формуле (7.20). Здесь могут быть выделены отдельные группы геометрических и прочностных характеристик. Выделим характеристику, зависящую только от материала срезаемых ребер:

$$a_{cp} = \pi \frac{\psi_{п}}{\theta} \eta \tau_{в}, \quad (7.24)$$

где  $a_{cp}$  – работа среза одного витка при  $D = 1$  и  $\delta = 1$ , т.е. работа среза единичного витка.

Величина  $a_{cp}$  может быть найдена из простого опыта по срезу кольцевого ребра. В этом случае точность будет выше, чем в случае раздельного определения величин  $\psi_{п}; \theta; \eta; \tau_{в}$ . Экспериментальное исследование процесса среза кольцевых ребер из различных материалов позволит найти наибольшее значение  $a_{cp}$ . Тем самым определится оптимальный вариант материала предохранителя с точки зрения минимума его размеров.

Во вторую группу параметров входят некоторые вспомогательные геометрические размеры РЭ. Эта группа может быть представлена в виде:

$$K^* = K_H \cdot K_\phi, \quad (7.25)$$

где  $K^*$  – коэффициент несовершенства схемы среза, который характеризует отступление от деформации среза.

Теперь формула (7.20) может быть представлена как:

$$P^* = K^* (\phi^2 \cdot D \cdot h) a_{CP}. \quad (7.26)$$

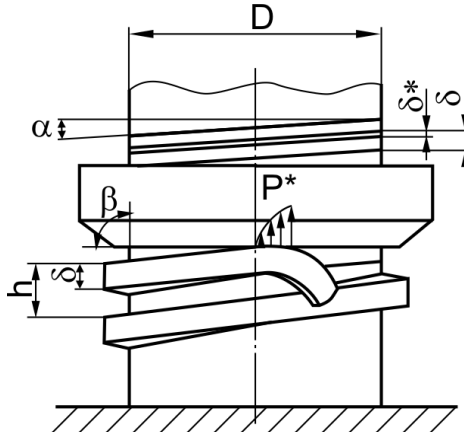
Одна из рабочих характеристик подобных предохранителей, демонстрирующая влияние типа ножа на усилие срабатывания, приведена на рис. 7.11.

Эксперименты на моделях показали, что предохранители подобного типа могут быть созданы на большие перемещения (до 300...500 мм). Однако реально достижимые усилия срабатывания ограничиваются величиной  $P^* = 3000...4000$  кН. Такой предохранитель может быть установлен только на некоторых прокатных станах (например, на пилигримовых станах). В то же время, подобное устройство (в качестве противоаварийного буферного) может применяться на транспортных средствах, например, на тепловозе, защищая его экипаж и оборудование от повреждений при аварийных столкновениях.

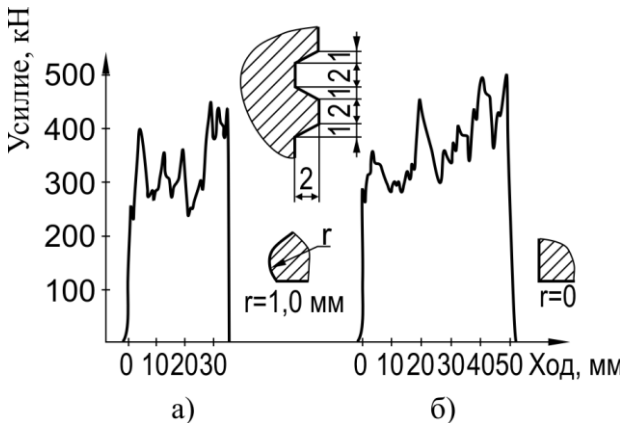
Вариант 3. Предохранитель со срезной пластиной.

Предохранитель предназначен для установки под нажимные винты прокатных клетей. РЭ предохранителя является тонкая пластина, расположенная в прочном корпусе и воспринимающая часть усилия, действующего на предохранитель. Размер РЭ (толщина срезаемой пластины) доведен до разумного минимума ( $\delta_{пл} = 0,5...2,0$  мм), что значительно меньше размера стандартного образца. Для такого РЭ можно ожидать высокой усталостной прочности.

Устройство предохранителя показано на рис. 7.12. Предохранитель установлен между нажимным винтом 1 и подушкой 2. Плунжер 3 расположен в рабочей полости корпуса 4, заполненного эластомером 5, передающим усилие во всех направлениях. Подставка 6 совместно с корпусом 4 и поверхностью подушки 2 образует вспомогательную полость 7, связанную с рабочей полостью цилиндрическим отверстием 8, перекрытым срезной пластиной 9. Со стороны рабочей



**Рис. 7.10.** Схема работы непрерывносрезного предохранителя:  
 $D$  – диаметр внутреннего цилиндра по впадинам ребер;  
 $\delta$  – ширина срезаемого ребра у его основания;  
 $\delta^*$  – ширина блестящего пояса на месте срезанного ребра;  
 $h$  – расстояние между двумя соседними витками;  
 $\alpha$  – угол наклона витка со срезаемыми ребрами;  
 $\beta$  – угол наклона режущей кромки;  
 $P^*$  – сила срезания в одной зоне.



**Рис. 7.11.** Зависимость усилия срабатывания от типа ножа:  
 а – нож с закругленной режущей кромкой;  
 б – нож с прямоугольной режущей кромкой;

полости на срезной пластине 9 соосно отверстию 8 размещен срезающий цилиндр (нож) 10, диаметр которого равен диаметру цилиндрического отверстия 8.

Усилие  $P$ , действующее на предохранитель, при помощи плунжера 3 создает в рабочей полости давление  $p$ , которое передается во всех направлениях, в том числе на торцевую поверхность и срезающий цилиндр 10. При выключающей силе  $P^*$  происходит срезание пластины 9 цилиндром 10. Срезанная часть пластины вместе с диском 10 и эластомером 5 перемещаются в полость 7. При этом корпус предохранителя вместе с подушкой валька перемещается вверх, а валки раздвигаются, предотвращая дальнейшее нарастание перегруза.

К достоинствам предохранителя можно отнести повышенную точность срабатывания и экономичность. Малые размеры пластины обеспечивают экономичность, а в сочетании со стабильными механическими характеристиками, высокой пластичностью и отсутствием концентраторов напряжений – высокую усталостную прочность.

Скорость перетекания вязкого эластомера влияет на силу сопротивления. Чтобы избежать резкого увеличения силы сопротивления, можно увеличить число отверстий и число срезов, не меняя толщины пластины. Такой вариант предохранителя показан на рис. 7.13.

Основные силовые соотношения для данного предохранителя имеют следующий вид.

Сила срабатывания предохранителя:

$$P^* = p^* \cdot \frac{\pi D^2}{4} \quad (7.27)$$

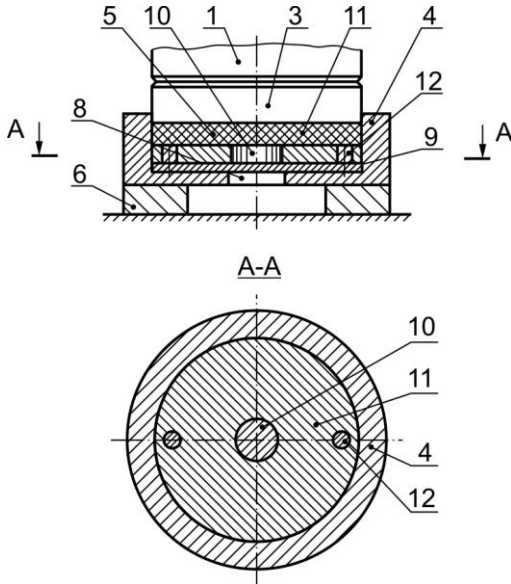
Сила, срезающая пластину:

$$P_1^* = p^* \cdot \frac{\pi d^2}{4} \quad (7.28)$$

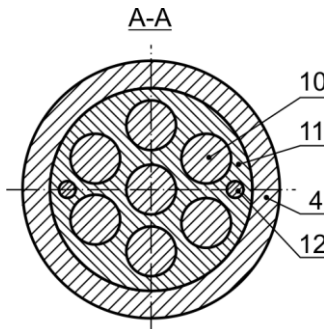
Здесь  $D$  – внутренний диаметр корпуса предохранителя;  
 $d$  – диаметр срезающего цилиндра.

Отношение этих сил:

$$\frac{P_1^*}{P^*} = \frac{d^2}{D^2} \quad (7.29)$$



**Рис. 7.12.** Предохранитель со срезной пластиной:  
 1 – нажимной винт; 2 – подушка прокатного вала;  
 3 – пуансон; 4 – корпус; 5 – эластомер; 6 – подставка;  
 7 – вспомогательная полость; 8 – цилиндрическое отверстие;  
 9 – срезная пластина; 10 – срезающий цилиндр;  
 11 – матрица; 12 – штифт.



**Рис. 7.13.** Поперечное сечение предохранителя  
 с многосрезной пластиной

Если принять  $\frac{d}{D} = 0,1$ , то  $\frac{P_1^*}{P^*} = 0,01$ , т.е. срезающее усилие

уменьшается в 100 раз по сравнению с усилием, действующим на предохранитель.

#### Вариант 4. Брехшпindelь.

Требования, предъявляемые к подобным устройствам, аналогичны изложенным выше требованиям, относящимся к ПУ с РЭ. Брехшпindelь состоит из одной детали и представляет собой РЭ. Он должен быть простым, дешевым, разрушаться только при перегрузе и строго при определенной (выключающей) нагрузке; другими словами, защита при помощи брехшпindelей должна быть эффективной и экономичной.

Вопрос о стабильности выключающей нагрузки будет рассмотрен ниже, в главе 8. Остальные характеристики брехшпindelей можно проанализировать на основе длительного опыта их эксплуатации. Начнем с цены защиты при помощи брехшпindelей. Для пилигримовых станов 6÷12" применяют брехшпindelь, масса которого составляет около двух тонн, а цена – десятки тысяч гривен. Эта предохранительная деталь превосходит некоторые сменные детали привода (например, трещовые муфты) по массе и по цене в 3...5 раз. В годы интенсивной работы пилигримовых станов число поломок брехшпindelей доходило до 100...120 штук в год (на один цех с двумя пилигримовыми станами). При этом поломки других деталей главных линий и клетей не исключались. Среди самых опасных поломок, нередко перерастающих в крупные аварии с длительной остановкой станов, следует отметить косые поломки брехшпindelей, при которых могут развиваться осевые силы, способные повредить коренные подшипники, шестеренные клетки, маховики. Известны случаи остановки трубопрокатных цехов на 15...20 дней для восстановления главных линий после аварий, вызванных косыми поломками брехшпindelей.

Проблема косых поломок может быть решена путем подбора материала и напряженного состояния в ослабленном сечении брехшпindelя для обеспечения разрушения сдвигом (т.е. варианта пластического разрушения).

Цена защиты главных линий при помощи брехшпindelей непомерно высока, и притом не только из-за большой массы брехшпindelя. Замена разрушенного брехшпindelя требует около трех часов (если не произошло косой поломки). Попытки снизить цену защиты путем усовершенствования брехшпindelей предпринимались неоднократно, однако удачных среди них практически не было.

В трубопрокатном цехе ММК им. Ильича на пилигримовых установках 6-12" в течение двух лет предпринимались попытки сварить половинки разрушенного брехшпинделя, что могло значительно сократить расход брехшпинделей. Была отработана технология сварки и проведено промышленное опробование восстановленных брехшпинделей. Однако стабильности свойств наплавленного металла достичь не удалось, как и не удалось исключить появления существенных остаточных напряжений в зоне проточки – концентратора напряжений. Впоследствии от этого варианта пришлось отказаться из-за недопустимо большого разброса выключающих моментов.

Предпринимались также попытки заменить брехшпиндель другим ПУ – например, муфтой предельного момента со срезными пальцами. При этом исходили из того, что пальцы гораздо дешевле брехшпинделя, а время на их замену существенно меньше. Вместе с тем, устройство муфты довольно сложно (особенно, если учесть, что заменяемому брехшпинделю, кроме основной, присуща еще одна функция – соединение и разъединение клетки с приводом). Функцию эту (по крайней мере, для пильгерстанов с общим приводом) желательно сохранить и у муфты предельного момента, что усложняет ее конструкцию и эксплуатацию. К тому же, для подобных муфт не решен вопрос о снижении силы распора.

Известно много попыток усовершенствовать брехшпиндель, как и попыток заменить его другим ПУ. Однако до настоящего времени этого не произошло. Что касается реальных вариантов усовершенствования брехшпинделя, то имеются возможности улучшить его характеристики по отдельным направлениям.

Начнем с косых поломок. Требуется либо ликвидировать косые поломки, либо исключить возможные негативные последствия таких поломок. Причиной появления косых изломов брехшпинделей является хрупкий характер их разрушения. Как известно [20], характер разрушения зависит от ряда характеристик, важнейшими из которых являются:

- характеристики пластичности материала;
- напряженное состояние материала в зоне разрушения;
- скорость нагружения;
- масштабный фактор (влияние абсолютных размеров брехшпинделя).

Рассмотрим влияние пластичности материала. Чем более пластичным является материал, тем более он склонен к разрушению путем сдвига (для случая кручения это означает – склонен к прямому излому, что и подтверждается многочисленными опытами на круглых

стальных образцах). По этому параметру лучшими материалами для брехшпинделей были бы малоуглеродистые конструкционные стали типа сталь 10 или сталь 20, имеющие относительное остаточное удлинение при разрыве  $\delta_5 = 35 \dots 40\%$ . На практике брехшпиндели изготавливают из стали 35Л – более прочной и менее пластичной, чем указывалось выше. В этом плане имеется резерв улучшения материала.

Рассмотрим теперь напряженное состояние в зоне разрушения. При отсутствии канавки – концентратора напряжений напряженное состояние представляет собой чистый сдвиг, когда главные напряжения равны соответственно  $\sigma_1 = \tau_{\max}$ ;  $\sigma_3 = -\tau_{\max}$ , т.е. когда имеются и растягивающие, и сжимающие напряжения. Это напряженное состояние средней жесткости, для материалов умеренной пластичности оно провоцирует хрупкое разрушение (косой излом при кручении).

При наличии на брехшпинделе ослабляющей канавки-концентратора характер напряженного состояния не улучшается. Единственным положительным фактором для такой конструкции (с глубокой канавкой) является возможность некоторого торможения косой трещины при переходе ее на утолщенную часть брехшпинделя. Практика эксплуатации брехшпинделей с глубокими канавками-концентраторами подтверждает наличие в зоне канавки косых трещин. Значительная часть этих трещин тормозится соседними с канавкой утолщенными участками брехшпинделя. При этом излом брехшпинделя можно считать «условно прямым» (высота неровностей в плоскости разрушения не превышает  $\delta = 20 \dots 30$  мм). Такой излом можно считать приемлемым для практики, однако он не полностью гарантирован при сложившихся параметрах и конструктивных особенностях работающих брехшпинделей.

Следует отметить и конструктивные решения, направленные на снижение опасности последствий косых изломов. Они сводятся в основном к поддержанию брехшпинделя (его обломков) в горизонтальном положении на специальной оси, находящейся внутри брехшпинделя. При этом обломки (даже косые) имеют возможность или раздвинуть друг друга в осевом направлении, или разрушить свои выступающие части (прочности центрального растянутого стержня должно быть достаточно для такого разрушения). При такой схеме осевые силы замыкаются внутри брехшпинделя и не передаются в главную линию за его пределы.

Последнее из возможных усовершенствований брехшпинделей преследует цель снижения стоимости защиты. В существующем брехшпинделе можно выделить часть его как РЭ. Этот элемент может



отвечать всем требованиям, изложенным выше. Кроме того, такой элемент прост и дешев. Расчеты показывают, что брехшпиндель пильгерстана 6÷12" может иметь РЭ массой 70 кг в виде трубы с толщиной стенки  $\delta = 40 \dots 50$  мм. Эта труба приваривается к двум половинкам брехшпинделя, которые теперь становятся деталями, используемыми многократно. Цена защиты такими брехшпинделями может быть уменьшена на порядок.

Перспективной следует также считать конструкцию составного брехшпинделя с РЭ в виде слоя полимера, соединяющего две половинки (многократно используемые) брехшпинделя. В этом случае отсутствует концентратор напряжений, разрушение всегда происходит по наиболее слабому полимерному слою; при срабатывании брехшпинделя не возникает распорных осевых сил. Кроме того, очевидно, что стоимость полимерного слоя и его восстановления на порядок ниже стоимости цельного брехшпинделя. Данная конструкция после обработки технологии нанесения и восстановления предохранительного полимерного слоя имеет перспективы внедрения в приводах тяжелых машин, в том числе в приводах прокатных станов.

## 7.2. Автоматические предохранители

Принцип действия автоматических предохранителей основан на использовании предварительно напряженных пар (ПНП). Ниже рассмотрено распределение сил в таких устройствах, применяемых в различных отраслях техники.

Предварительно напряженными конструкциями называются такие конструкции или элементы конструкций, в которых в процессе изготовления или монтажа искусственно создаются напряжения, совпадающие или противоположные по знаку напряжениям от расчетной нагрузки, или перераспределяются усилия с целью более рационального использования несущей способности конструкции [86]. Отдельные примеры применения предварительного напряжения (ПН) металлических конструкций встречались ещё в прошлом веке, однако лишь за последние десятилетия этот метод повышения эффективности конструкций оформился в самостоятельное научное направление и получил широкое практическое применение. До недавнего времени ПН подвергались лишь строительные металлические и железобетонные конструкции. Вообще, ПН может быть рассмотрено как состояние, в котором находится конструкция до её нагружения в условиях эксплуатации. Такое напряжённое состояние может существенно влиять на прочность и жёсткость конструкции, а также на поглощаемую ею

энергию [87]. При создании в конструкции до её загрузки ПН напряжения, обратного по знаку напряжениям от внешней нагрузки, протяжённость упругой работы материала увеличивается. Сначала гасится ПН, а затем материал работает на свое основное напряжение до величины расчетного сопротивления.

Цель применения ПН может быть различной. Для железобетонных конструкций основной целью является нагружение сжимающими напряжениями тех мест бетонного изделия, которые будут воспринимать растягивающую рабочую нагрузку [86]; для буферных устройств – стремление получить наибольшую энергоёмкость при ограниченных габаритах устройства. Так, все поглощающие аппараты железнодорожных вагонов и локомотивов содержат УЭ, предварительно сжатый усилием, которое составляет около 20% от максимально допустимого усилия. Для амортизаторов станинных роликов и роликов рольгангов прокатных станков цель создания ПН в упругом элементе – сделать амортизаторы нечувствительными к нагрузкам, соответствующим весу ролика и слитка, т.е. к статическим нагрузкам. В этом случае в значительной мере удаётся избежать горизонтальных ударов движущегося слитка по роликам рольгангов [34].

Предварительно напряжёнными являются также болтовые соединения, в которых соединяемые элементы прижаты друг к другу, а болты растянуты [88].

Даже те немногие примеры применения предварительно напряженных устройств (ПНУ), которые приведены выше, наглядно демонстрируют большие возможности и перспективы использования их в технике для получения специфических полезных параметров. Очень интересные результаты могут дать ПНУ, если их применить в качестве предохранительных устройств металлургических машин для защиты от аварийных поломок.

Существует несколько вариантов получения требуемой ломаной характеристики предохранителя (см. рис. 7.1). Наиболее надёжный и универсальный из них – это применение в качестве ПУ предварительно напряженной пары [89]. Предварительно напряжённая пара – это узел, состоящий как минимум из двух элементов, предварительно нагруженных одинаковыми по величине и обратными по знаку усилиями, причём эти усилия замкнуты внутри пары. Такое устройство существенно влияет на прочность и жёсткость защищаемой машины. Пусть элементы ПНП взаимно нагружены одинаковым усилием, которое в дальнейшем будем называть усилием предварительного нагружения  $P_{\text{п}}$ . Жёсткости элементов, составляющих ПНП, обозначим соот-

ветственно через  $C_1$  и  $C_2$ . Индекс «1» относится к элементу большей жёсткости, а индекс «2» – к элементу меньшей жёсткости, т.е.  $C_1 > C_2$ .

Для указанного устройства возможны четыре варианта нагружения, т.к. внешнее усилие может быть приложено к каждому из элементов ПНП в двух различных направлениях [90]:

а) в направлении, совпадающем с имеющейся в данном элементе предварительной нагрузкой – обозначение «+»;

б) в направлении, противоположном имеющейся предварительной нагрузке – обозначение «-».

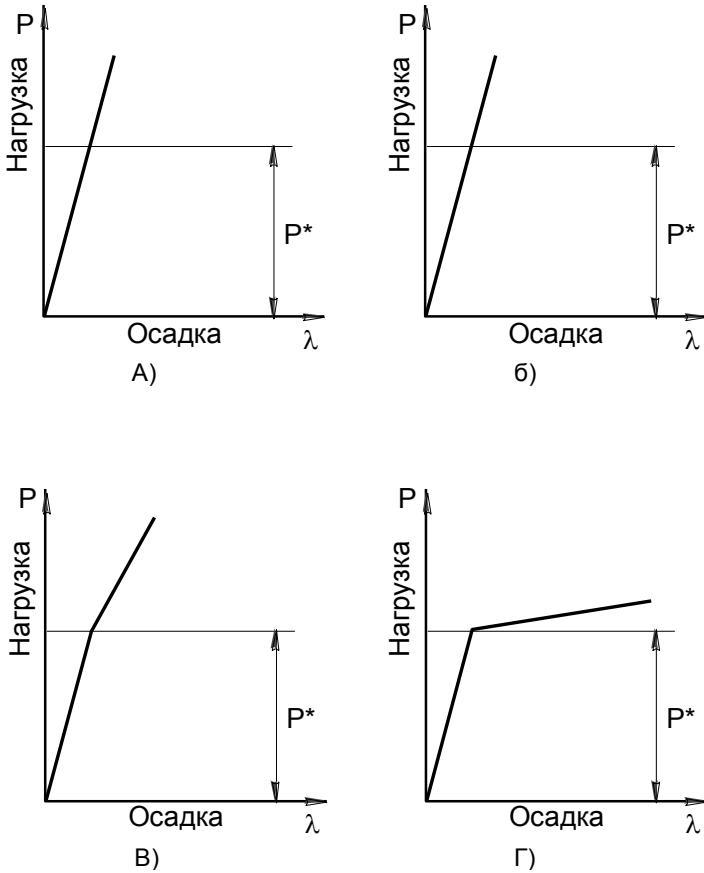
На рис. 7.14 представлены рабочие характеристики ПНП при нагружении её по вариантам  $1^-$ ;  $2^-$ ;  $1^+$ ;  $2^+$  (а, б, в, г соответственно). Общим для всех характеристик является наличие участка с суммарной жесткостью. Протяженность этого участка различна для разных вариантов нагружения. Так, для вариантов  $1^-$  и  $2^-$  суммарная жесткость сохраняется до момента, когда один из элементов разрушается или получает пластические деформации, т.е. до момента, когда характеристика любого отдельно взятого элемента становится нелинейной. Для вариантов  $1^+$  и  $2^+$  характерным является раскрытие стыка при некоторой нагрузке  $P^*$ , после чего ПНП приобретает жёсткость одного из элементов (того, который нагружался). Характеристика ПНП получается ломаной [91].

Наибольший интерес для разработки эффективных предохранителей представляет собой вариант нагружения  $2^+$ , при котором рабочая характеристика ПНП имеет наибольший излом. Такая рабочая характеристика подробно представлена на рис. 7.14, г. Предположим, что элемент 1 растянут, а элемент 2 сжат, и ПНП нагружается по варианту  $2^+$ . Это означает, что внешнее усилие приложено к сжатому элементу в сторону ещё большего сжатия. Если принять жёсткость элементов ПНП равной

$$C_1 = \frac{P_{II}}{\Delta l_1}; \quad C_2 = \frac{P_{II}}{\Delta l_2}, \quad (7.30)$$

где  $\Delta l_1$  – предварительная деформация элемента 1;

$\Delta l_2$  – предварительная деформация элемента 2,



**Рис. 7.14.** Варианты нагружения ПНП:

- а) вариант  $1^-$ ;
- б) вариант  $2^-$ ;
- в) вариант  $1^+$ ;
- г) вариант  $2^+$

и графически сложить две характеристики элементов ПНП на длине  $\Delta l_1$ , то для первого участка получим суммарную жесткость:

$$C = C_1 + C_2 = P_{II} \left( \frac{1}{\Delta l_1} + \frac{1}{\Delta l_2} \right) = P_{II} \frac{\Delta l_1 + \Delta l_2}{\Delta l_1 \cdot \Delta l_2}. \quad (7.31)$$

При нагружении внешней силой  $0 \leq P \leq P^*$  по схеме  $2^+$  получаем линейную характеристику. При этом:

$$C = C_1 + C_2; \quad P^* = P_{II} \frac{C_1 + C_2}{C_1}. \quad (7.32)$$

Если внешняя нагрузка  $P > P^*$ , то стык раскрывается, и первый элемент полностью разгружается; тогда общая жёсткость равна  $C = C_2$  (рис. 7.14, а).

Вариант  $1^+$  означает, что внешнее усилие приложено к растянутому элементу ПНП в сторону ещё большего растяжения (рис. 7.14, в). Характеристика жёсткости в этом случае – тоже ломаная, однако излом не так явно выражен, как для варианта нагружения  $2^+$ . На участке  $0 \leq P \leq P^*$  ПНП также имеет линейную характеристику с жёсткостью  $C = C_1 + C_2$ . Но если исходить из равенства величин  $P_{II}$  для вариантов  $1^+$  и  $2^+$ , то в варианте  $1^+$  мы получим большее значение  $P^*$ , чем в варианте  $2^+$ .

Таким образом, при использовании ПНП в качестве предохранителя желательно иметь в этой паре набор элементов существенно различной жёсткости, т.е.  $C_1 \gg C_2$ . Внешнее усилие должно быть приложено к элементу меньшей жёсткости, включающему в себя предохранительный (например, разрушаемый) элемент. Если РЭ имеет жёсткость, гораздо большую, чем требуемая для получения нужной рабочей характеристики, то последовательно с РЭ может быть установлен упругий элемент (пружина) существенно меньшей жёсткости, чем сам РЭ. Поскольку при последовательном соединении элементов суммируются их податливости, то суммарная жёсткость при исходных жёсткостях  $C_2$  и  $C_{II}$  составит:

$$C'_2 = \frac{C_2 - C_{II}}{C_2 + C_{II}}, \quad (7.33)$$

т.е. суммарная жёсткость  $C'_2$  получается меньше, чем жёсткость пружины  $C_{II}$ .

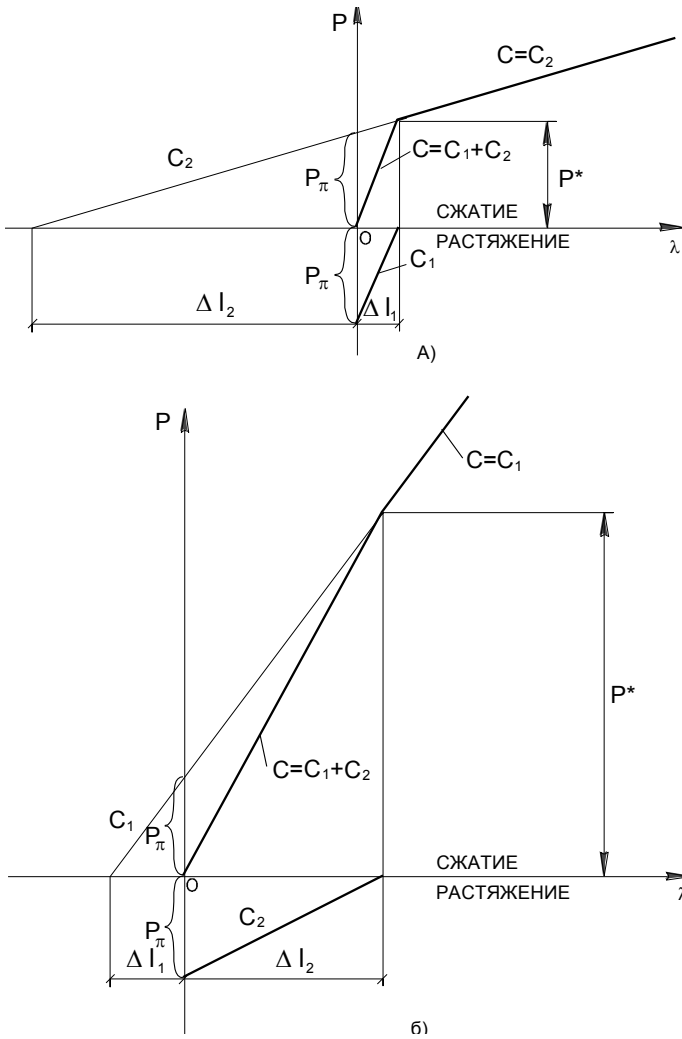
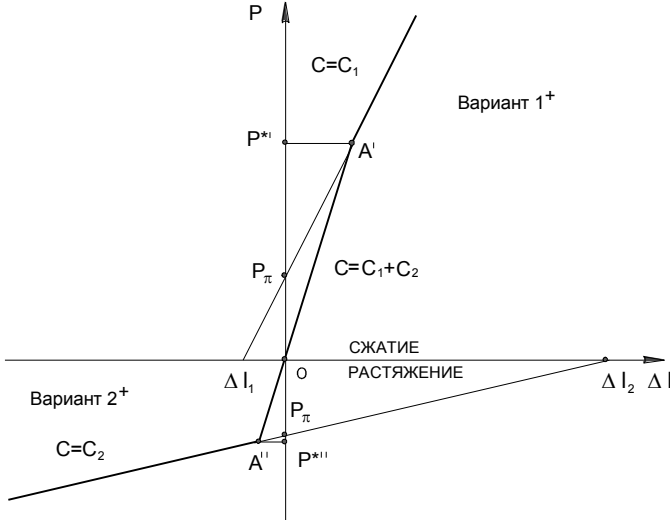


Рис. 7.15. Рабочие характеристики ПНП:  
 а) вариант нагружения  $2^+$ ;  
 б) вариант нагружения  $1^+$



**Рис. 7.16.** Нагружение ПНП по схеме «+»:

$P_{\pi}$  - усилие ПН;  $\Delta l_1, \Delta l_2$  - предварительные деформации элементов 1 и 2;  $C_1, C_2$  - жесткости элементов 1 и 2;  $C$  - жесткость ПУ;  $P^{*1}$  - усилие раскрытия стыка при нагружении по схеме  $1^+$ ;  $P^{*11}$  - усилие раскрытия стыка при нагружении по схеме  $2^+$

Возможны два основных варианта применения ПНП для создания надежных ПУ. Первый вариант предполагает создание автоматического пружинного предохранителя, имеющего ломаную характеристику, близкую к идеальной. Если такие предохранители установлены под нажимными винтами рабочей клетки прокатного стана, то при достижении нагрузки  $P^*$  резко падает жесткость предохранителя, а, следовательно, и всей рабочей клетки; валки дополнительно раздвигаются, устраняя перегруз [92]. После снятия нагрузки предохранитель возвращается в первоначальное положение и снова готов к работе (рис. 7.15). Трудности создания таких предохранителей в основном заключаются в невозможности вписаться в требуемые габариты, если пружина будет обладать нужной энергоемкостью. Для многих прокатных станов (например, для обжимных станов и отдельных обжимных клетей) создание таких предохранителей при современном состоянии науки и техники невозможно [93].

Для реализации пружинного предохранителя необходим мощный УЭ, выдерживающий максимальную силу  $P^* = 2,0 \dots 30,0$  МН и обеспечивающий осадку  $\lambda^* = 5 \dots 50$  мм. Подобных стандартных (в виде пружины) УЭ нет. Но для некоторых прокатных станов (например, для чистовых клетей НШС) создание подобных упругих элементов является реальной задачей. Основной трудностью является создание упругого элемента высокой (или очень высокой) энергоемкости в рамках заданных габаритов, определяемых диаметром нажимного винта и размерами подушек. Для создания такого УЭ потребуются материалы, обладающие рекордными значениями удельной энергоемкости.

Это могут быть либо пружинные стали, либо полиуретановые эластомеры. При использовании пружинных сталей (60С2, 60С2ХНМ, 70С2ХНМА) упругий элемент будет иметь вид пакета тарельчатых пружин нестандартных размеров. В случае применения полиуретана УЭ, скорее всего, будет представлять собой цилиндрическую шайбу, сжимаемую в осевом направлении. Для тарельчатых пружин ограничивающим параметром является толщина пружины, т.к. для большинства высокопрочных пружинных сталей глубина прокаливания, обеспечивающая требуемые прочностные характеристики, не превышает 25...30 мм. Последнее ограничивает толщину пружины величиной  $\delta^* = 70 \dots 80$  мм, а это, соответственно, ограничивает величину максимальной силы, выдерживаемой данной пружиной [76]. В этом случае для реализации требуемой силы придется брать пакет параллельно соединенных пружин. Характеристика пакета будет иметь петлю гистерезисных потерь, связанных с взаимным трением скольжения в пакете. Это вызывает нагрев и износ деталей пакета.

Одно из существенных достоинств тарельчатых пружин – возможность соединять их в различных вариантах, используя на практике пакеты пружин. В зависимости от способа соединения пружин в пакете можно получить большую грузоподъемность (максимальную силу) или большую осадку при неизменной энергоемкости. Энергоемкость пакета тарельчатых пружин всегда равна сумме энергоемкостей отдельных пружин, составляющих пакет.

Отсюда следует, что энергоемкость пакета тарельчатых пружин зависит только от количества их в пакете и не зависит от способа их соединения. Здесь под энергоемкостью имеется в виду максимальный запас потенциальной энергии деформации пружин. Как видно из определения, здесь не учитываются силы трения, которые могут существенно влиять на рабочую характеристику пакета пружин.



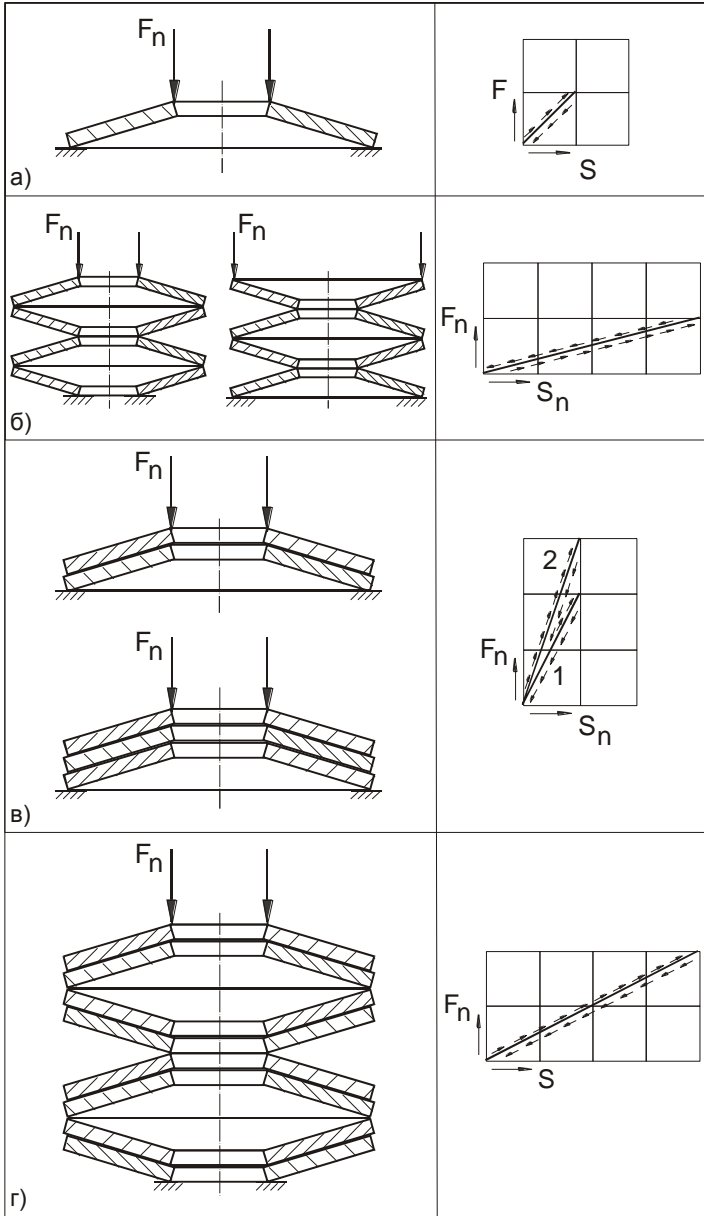
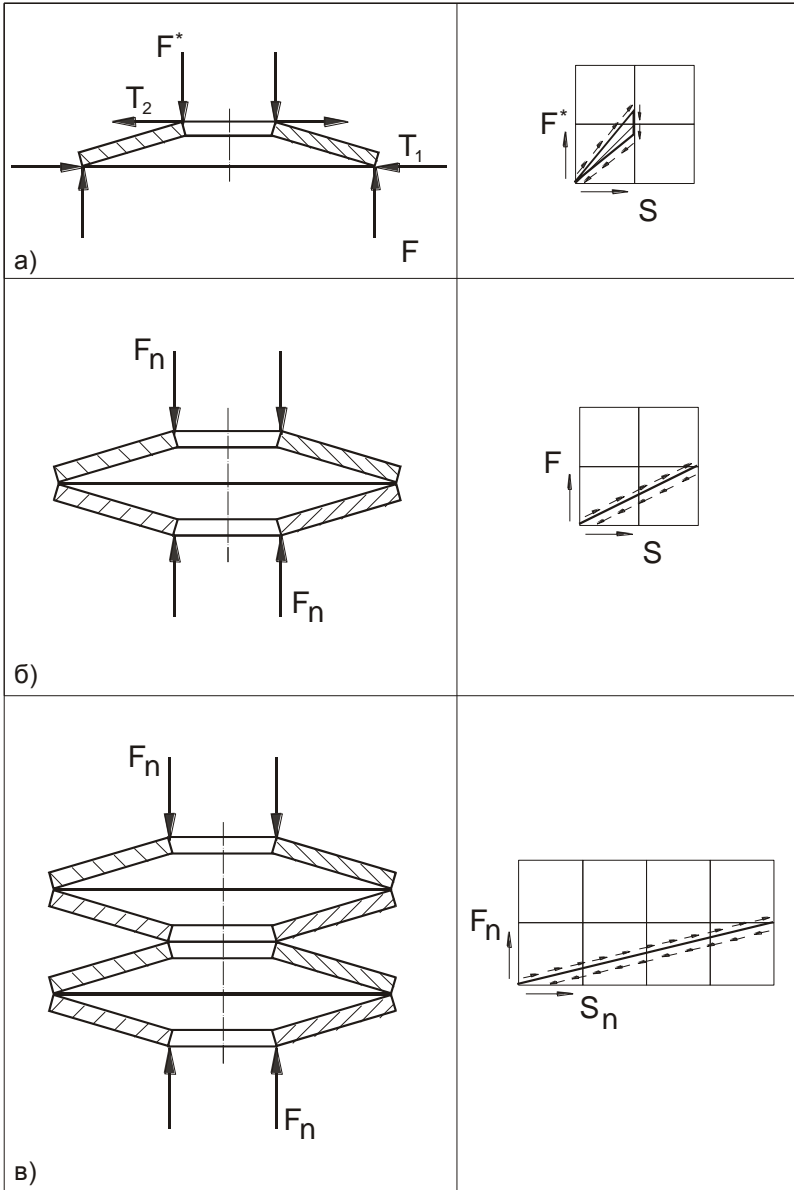


Рис. 7.17. Соединения тарельчатых пружин по ГОСТ 3057-90



**Рис. 7.18.** Характеристики тарельчатых пружин при последовательном соединении

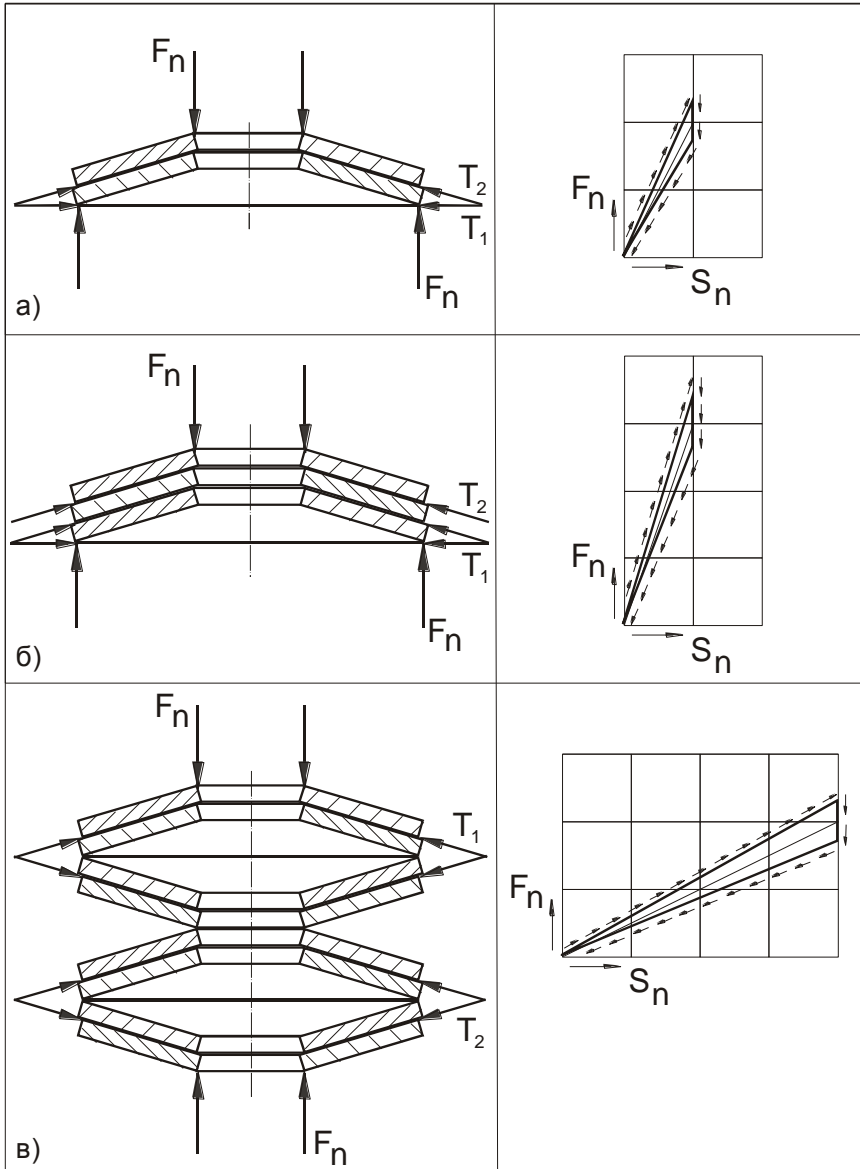


Рис. 7.19. Параллельное соединение тарельчатых пружин

В государственных стандартах на тарельчатые пружины (например, ГОСТ 3057-90) приводятся варианты соединения тарельчатых пружин в пакеты. Эти варианты соединений и соответствующие им рабочие характеристики приведены на рис. 7.17, а, б, в, г [41].

Из приведенных характеристик видно, что на них совершенно не отражено влияние внешнего трения сил  $T_i$  на опорных поверхностях пружин на рабочую характеристику пакета. Испытания пакетов с различными вариантами соединения пружин показывают, что в случае наличия взаимного движения пружин друг по другу и проскальзывания на опорах, пакеты становятся жестче из-за трения между пружинами и трения по опорам. Величина этого трения должна легко рассчитываться и учитываться при исследовании характеристик. Следует отметить, что уточнение рабочих характеристик устройств (буферов, демпферов, компенсаторов, предохранителей), в которых УЭ представлен пакетом тарельчатых пружин, чрезвычайно важно для эффективной работы этих устройств.

Наличие сил трения может существенно изменить рабочую характеристику. При этом эффект заключается не только в увеличении или уменьшении жесткости устройства, но и в появлении нелинейностей, петель гистерезиса, которые, в свою очередь, влияют на работу машины в целом. Так, для буферных устройств и большая энергоемкость, и рассеяние энергии являются факторами положительными. В то же время, высокочастотное нагружение амортизаторов может вызвать нежелательный разогрев пакета, если доля трения в рабочей характеристике существенна. Кроме того, силы трения могут существенно влиять на напряженное состояние пружин, повышая или снижая их долговечность.

Рассмотрим наиболее распространенные варианты нагружения тарельчатых пружин. Для начала рассмотрим одну пружину (рис. 7.18, а). Такая пружина контактирует двумя опорными кольцевыми поверхностями с жесткими поверхностями других деталей, сжимающих ее. При деформации пружины изменяются диаметры ее опорных кольцевых поверхностей, а именно, диаметр большего кольца увеличивается, а меньшего уменьшается. Эти перемещения требуют совершения работы, а значит, изменяют рабочую характеристику. Основная работа трения совершается на опорной поверхности большего диаметра. Эксперименты подтверждают это. Работой сил трения на меньшем диаметре можно для всех реальных случаев пренебречь. Рабочая характеристика одной пружины представлена на рис. 7.18, а. На этой характеристике две различные ветви для нагружения и разгрузки. Средняя между ними линия – это характеристика идеальной пружины

при отсутствии трения. Сила сжатия пружины может быть представлена в виде:

$$F^* = F(1 + K_1), \quad (7.34)$$

где  $F$  – сила сжатия этой пружины при отсутствии трения (определяется по ГОСТ 3057-90);

$K_1$  – коэффициент ужесточения характеристики, связанный с внешним трением.

Коэффициент  $K_1$  может быть найден экспериментально для различных пар трения и различных условий трения. Задача влияния сил трения  $T_1$  и  $T_2$  на рабочую характеристику пружины может решаться и теоретически. При этом характеристика может оказаться нелинейной, поскольку зависимость радиального перемещения от силы, сжимающей пружину, нелинейна.

Теперь рассмотрим варианты соединения двух и более пружин. На рис. 7.18, б показано последовательное соединение двух тарельчатых пружин. Они контактируют по большему диаметру. Сжимающие силы прикладываются на кольцевых поверхностях по меньшим диаметрам пружин. При таком варианте нагружения большие диаметры увеличиваются синхронно, взаимного смещения опорных поверхностей нет, а смещения на малых диаметрах (как отмечалось выше) незначительны. Характеристика такого пакета соответствует той, которая приведена в ГОСТ 3057-90, при этом можно принять  $K_1 = 0$ ; тогда  $F^* = F$ . Если пакет пружин состоит из  $n$  пар пружин, соединенных последовательно, то можно считать, что силы внешнего трения в таком пакете отсутствуют. Характеристика такого пакета также соответствует ГОСТ 3057-90.

Рассмотрим теперь параллельное соединение двух или более пружин, опирающихся на жесткую поверхность (рис. 7.19, а и 7.19, б). В этом варианте присутствует трение двух типов:

- между нижней пружиной и жесткой опорной поверхностью;
- между поверхностями соседних пружин.

Для  $n$  пружин имеется  $n-1$  плоскость соприкосновения.

Характеристика такого пакета будет жестче, чем рассчитываемая по ГОСТ 3057-90.

Максимальная сила сжатия может быть найдена по формуле:

$$F^* = nF(1 + K_1)(1 + K_2^n). \quad (7.35)$$

Как отмечалось выше,  $K_1$  зависит от условий трения на опорной поверхности.  $K_2$  зависит от качества пружин и условий трения на их поверхностях.

$$K_2^n = K_2^\infty \cdot \frac{n-1}{n}, \quad (7.36)$$

где  $K_2^\infty$  – условный коэффициент ужесточения, соответствует пакету с количеством пружин  $n = \infty$ .

Влияние коэффициента  $K_2^n$  также может быть изучено как теоретически, так и экспериментально. Влияние  $K_2^n$  можно рассматривать гораздо шире, чем результат влияния внешнего трения на рабочую характеристику. Например, это может быть влиянием упругого слоя материала, находящегося между двумя соседними пружинами. Интересен для практики и вопрос о предельных значениях коэффициентов  $K_1$  и  $K_2^n$ , а также о связи этих коэффициентов с коэффициентами трения  $f_1$  и  $f_2$  на соответствующих опорных поверхностях\*.

На рис. 7.19, в представлено комбинированное соединение пружин в пакете. Имеется в виду, что  $n$  пружин, соединенных параллельно (одна в одной), образуют  $m$  блоков, соединенных последовательно. При таком соединении получим  $F = nF_1$ ;  $S = mS_2$ ;  $S^* = S$ .

Максимальная сила:

$$F^* = F(1 + K_2^n), \quad (7.37)$$

т.е. в этом варианте на жесткость характеристики влияет трение между соседними контактирующими пружинами.

В практике эксплуатации тарельчатых пружин встречается много вариантов соединения пружин в пакеты, при которых возникают дополнительные силы трения или силы упругости. Все эти варианты должны анализироваться по двум направлениям:

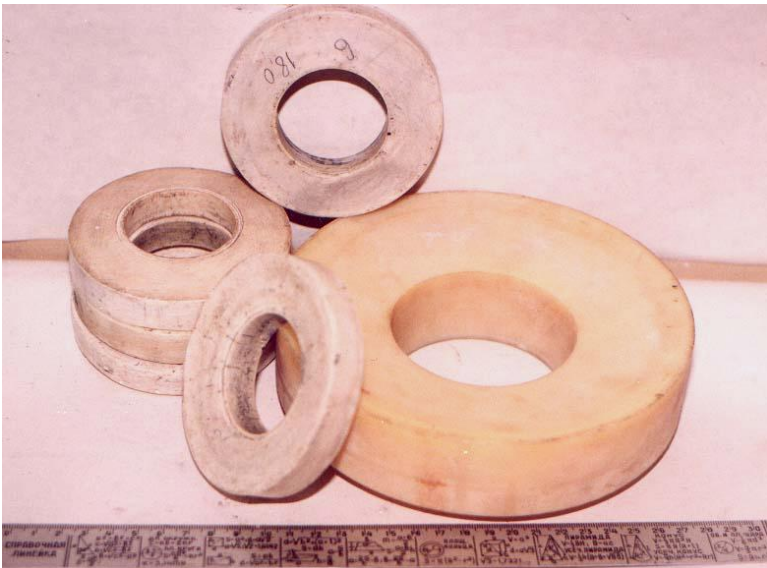
1. По линии влияния этих сил на рабочую характеристику пакета.
2. По линии влияния этих сил на прочность и долговечность самих пружин.

---

\* В табл. 12 ГОСТ 3057-90 указываются значения величины  $(1 + K_2^n)$ , обозначенные символом  $K$  и не связанные с коэффициентом трения.

Такой анализ позволяет получить характеристики пакетов, отвечающих условиям их нагружения, а, следовательно, разработать более надежные активные устройства.

У тарельчатых пружин можно существенно повысить удельную энергоёмкость на единицу массы и достичь показателей, характерных для полиуретановых эластомеров. Для этого нужно отказаться от пружинных сталей. Материалами тарельчатых пружин должны стать высокопрочные и низко модульные пластмассы. За счёт малой жёсткости такие материалы допускают большие деформации. Их энергоёмкость на единицу массы превышает энергоёмкость специальных пружинных сталей. В период с 1995 по 2000 гг. на кафедре «Сопротивление материалов» ПГТУ изготавливались и испытывались пластмассовые тарельчатые пружины. Они изготавливались из наиболее распространенных полимеров – ударопрочного полистирола и полиамида 6В. Эти материалы не являются уникальными ни по прочности, ни по допустимой деформации; тем не менее, удельная энергоёмкость их (на единицу массы) выше, чем у пружинных сталей (рис. 7.20).



**Рис. 7.20.** Тарельчатые пружины из пластмасс

При соответствующем целенаправленном отборе материалов можно подобрать среди полимеров такие, которые обладают наиболь-

шей энергоёмкостью и могут с успехом заменить стальные пружины во многих конструкциях [76]. Технология производства таких пружин гораздо проще, чем стальных, в особенности в случае применения термопластичных полимеров, допускающих повторную переработку. Так, пружины из полистирола прессовались из разогретых гранул при  $t = 180 \dots 200^\circ\text{C}$ . После охлаждения не было никаких дополнительных обработок. Пружины из полиамида 6В изготавливались из блоков-заготовок на металлорежущих станках также без последующей термообработки.

Предварительные статические испытания (в том числе и с доведением до разрушения) показали, что пружины обладают высокой прочностью и энергоёмкостью и могут во многих случаях применяться вместо стальных. Для окончательного решения вопроса о целесообразности применения пластмассовых пружин на металлургических машинах нужно провести серию испытаний на ползучесть и релаксацию (присущие полимерам при обычных температурах эксплуатации), а затем провести промышленное опробование на конкретных металлургических машинах.

Для полиуретанов нестабильность рабочей характеристики связана с реологическими характеристиками. Известно [72], что жесткость полиуретановых эластомеров зависит от скорости нагружения. Для них введено понятие динамического модуля упругости, который в зависимости от марки полиуретана составляет от 120% до 160% статического модуля.

Кроме того, в связи с малой сжимаемостью полиуретаны очень чувствительны к изменению напряженного состояния. Любое ограничение деформации (например, в поперечном направлении) резко увеличивает жесткость. Еще следует отметить (для всех эластомеров) большое значение внутреннего трения. Выше отмечалось, что величина работы, затраченной на преодоление внутреннего трения, достигает для полиуретановых эластомеров величины 20...60%. При частом нагружении подобные материалы существенно разогреваются.

Указанные недостатки технически устранимы, а, следовательно, автоматические предохранители имеют большое будущее, в особенности для непрерывных прокатных станов.

### **7.3. Выключающие нагрузки предохранителей**

Величина выключающей нагрузки является одной из основных характеристик предохранительного устройства, т.к. от неё зависит как эффективность, так и экономичность защиты, т.е. её основные по-



казатели [94]. Очень важно установить оптимальное соотношение между технологическими, выключающими и разрушающими нагрузками для данной машины. Здесь и в дальнейшем под *технологическими* нагрузками будем понимать нагрузки, необходимые для выполнения запланированной полезной работы. Под *выключающей* нагрузкой понимается обобщённая нагрузка (сила или момент), при которой срабатывает ПУ. *Разрушающая* нагрузка разрушает самое слабое звено машины.

Технологические нагрузки рассчитываются и устанавливаются технологами (например, для клетки прокатного стана – по принятым режимам обжатий). Разрушающие нагрузки определяются проектировщиками. Они могут меняться в широких пределах при реконструкции (усилении) слабого звена узла или машины и целиком зависят от механослужб. Разброс параметров деталей также даёт отклонения величины разрушающей нагрузки. Кроме того, со временем разрушающие нагрузки могут изменяться (уменьшаться) в связи с накоплением в слабых деталях усталостных повреждений. Это уменьшение может достигать 50...80% от первоначальной величины [57]. Аналогичные изменения могут происходить и с выключающей нагрузкой.

Упомянутые нагрузки взаимосвязаны, соотношения между этими нагрузками должны быть выдержаны в определённых пределах. Так, для нормальной работы любой машины (даже не имеющей в своём составе ПУ) нужно, чтобы максимальная технологическая нагрузка была меньше разрушающей (для самой слабой детали), т.е. должно выполняться условие:

$$P_{техн}^{max} < P_{разр}. \quad (7.38)$$

В противном случае работа машины станет невозможной.

Требуемое соотношение между этими нагрузками может быть представлено в виде:

$$P_{разр} = P_{техн}^{max} \cdot K_M, \quad (7.39)$$

где  $K_M > 1,0$  – требуемый коэффициент запаса разовой прочности машины.

Чем больше величина  $K_M$ , тем надёжнее будет работать машина, т.е. меньше будет поломок и тем больше будет резерв повышения производительности. Вместе с тем, увеличение коэффициента запаса прочности ограничивается габаритами деталей и узлов машины, по-

этому реальные значения величин  $K_M$  для металлургических машин не столь велики, как хотелось бы, и находятся (по опытным данным) в пределах:

$$2,0 \leq K_M \leq 6,0. \quad (7.40)$$

Для каждой конкретной машины точное значение  $K_M$  можно с приемлемой точностью получить расчётом по формулам сопротивления материалов. Больших значений  $K_M$  достичь трудно из-за проблем с размерами деталей и стремления повысить производительность машины. Если в машине установлено ПУ с выключающей нагрузкой  $P^*$ , то должно выполняться условие:

$$P_{техн}^{max} < P^* < P_{разр}. \quad (7.41)$$

Введём коэффициенты

$$K_1 = \frac{P^*}{P_{техн}^{max}}; K_2 = \frac{P_{разр}}{P^*}. \quad (7.42)$$

По смыслу это требуемые коэффициенты запаса, которые формируют коэффициент  $K$ , необходимый для установки и нормальной работы данного предохранителя:

$$K = K_1 \cdot K_2, \quad (7.43)$$

причём

$$K_1 > 1,0; K_2 > 1,0. \quad (7.44)$$

Основной вопрос, возникающий при разработке системы защиты – это выбор типа предохранителя и величины  $P^*$ , исходя из условия:

$$K \leq K_M. \quad (7.45)$$

Фактически это означает подбор предохранителя по требуемым значениям  $K_1$  и  $K_2$  (составляющие которых назначаются на основе испытаний и опыта эксплуатации различных типов ПУ) и выбор величины  $P^*$

в промежутке между  $P_{техн}^{\max}$  и  $P_{разр}$ . Проектирование ПУ должно начинаться с установления коэффициента запаса прочности для защищаемой машины и выбора типа предохранителя с требуемым коэффициентом запаса, меньшим, чем у защищаемой машины. Чем меньше  $K$ , тем универсальнее конструкция ПУ.

Выбирать величину  $K_1$  нужно исходя из того, чтобы при изменениях величин  $P_{техн}^{\max}$  и  $P^*$  со временем не было нарушено условие:

$$P^* > P_{техн}^{\max}. \quad (7.46)$$

Рассмотрим более подробно возможные изменения величины  $P^*$ . Можно выделить две группы причин такого изменения. Первая группа причин связана с разбросом геометрических параметров ПУ, т.е. со случайными факторами. Величина этого разброса самым существенным образом зависит от типа ПУ. Так, например, для ПУ с РЭ (брехшпиндели, срезные пальцы муфт предельного момента, разрывные болты предохранительных коробок) она составляет 5...30 % [95]. Эту величину можно уменьшить, повысив точность изготовления РЭ и других деталей ПУ [95]. Для экструзионных предохранителей разброс значений  $P^*$  связан как с внутренним трением материала-заполнителя, так и с внешним трением экструдированного материала о стенки фильеры. Поскольку коэффициент трения сильно зависит от внешних условий, то для этих ПУ разброс усилия  $P^*$  может составлять 10...30 %. Этот разброс следует считать максимальным для ПУ [25]. Вторая группа причин – изменение  $P^*$  во времени. Уменьшение величины  $P^*$  со временем может происходить в предохранителях различной конструкции. Прежде всего, это касается ПУ с РЭ. В разрушаемых элементах накапливаются усталостные повреждения, поэтому величина  $P^*$  постепенно снижается. Величина уменьшения  $P^*$  зависит от характеристики цикла, уровня (спектра) напряжений в РЭ, концентрации напряжений, масштабного эффекта и состояния поверхности [96]. Выключающая нагрузка может в этом случае уменьшиться со временем в 2...4 раза. Подтверждением этому являются многочисленные случаи усталостного разрушения РЭ при нормальных технологических нагрузках и значениях  $K_1 = 2,0...2,5$ ; например, усталостные разрушения брехшпинделей на пилигримовых станах.

Уменьшение  $P^*$  со временем может происходить и в пружинных предохранителях автоматического типа, если предварительно напряжённый УЭ изготовлен из эластомера, например, полиуретана. В

этом случае в УЭ происходит релаксация усилия предварительной за-тяжки. Процесс этот происходит даже при отсутствии внешних нагруз-зок, действующих на предохранитель. Степень релаксации зависит от типа эластомера, напряжённого состояния и времени пребывания уп-ругого элемента под нагрузкой. Снижение выключающего усилия мож-ет достигать величины 15...30 %.

Отмеченное выше позволяет оценить требуемую величину ко-эффициента  $K_1$  и представить этот коэффициент в виде произведения трёх параметров:

$$K_1 = K_c^- \cdot K_t^- \cdot K_{техн}^+ , \quad (7.47)$$

где  $K_c^-$  – требуемый коэффициент запаса, учитывающий возможное уменьшение  $P^*$  от случайных отклонений параметров ПУ.

$$1,00 \leq K_c^- \leq 1,30 ; \quad (7.48)$$

$K_t^-$  – требуемый коэффициент запаса для компенсации времен-ных изменений (уменьшения) усилия срабатывания.

$$1,00 \leq K_t^- \leq 4,0 ; \quad (7.49)$$

$K_{техн}^+$  – требуемый коэффициент запаса, учитывающий возможные колебания (увеличение) технологической нагрузки. Измене-ния  $P_{техн}^{max}$  связаны со случайными отклонениями и не пре-восходят 10 %, т.е. можно принять:

$$K_{техн}^+ = 1,10 . \quad (7.50)$$

С учётом сказанного, требуемое значение коэффициента  $K_1$  находится в пределах:

$$1,10 \leq K_1 \leq 5,7 \quad (7.51)$$

(в зависимости от типа ПУ).

Рассмотрим далее требуемые соотношения между усилиями  $P_{разр}$  и  $P^*$ , задаваемые коэффициентом  $K_2$ . Этот коэффициент представ-

ляет собой требуемый запас прочности наиболее слабой детали по отношению к выключающей нагрузке. Его также удобно представить в виде произведения трёх коэффициентов:

$$K_2 = K_c^+ \cdot K_t^+ \cdot K_\delta^-, \quad (7.52)$$

где  $K_c^+$  – требуемый коэффициент запаса, учитывающий возможное увеличение  $P^*$  от случайных отклонений параметров ПУ. Для большинства ПУ  $K_c^- = K_c^+$ ; таким образом,

$$1,00 \leq K_c^+ \leq 1,30; \quad (7.53)$$

$K_t^+$  – требуемый коэффициент запаса для компенсации возможного увеличения  $P^*$  со временем. Выбор величины  $K_t^+$  будет рассмотрен ниже.

$K_\delta^-$  – требуемый коэффициент запаса, учитывающий колебания разрушающего усилия для наиболее слабой детали  $P^*$ , связанные со случайными отклонениями её параметров. Можно принять

$$K_\delta^- = 1,10. \quad (7.54)$$

Теперь рассмотрим возможные значения  $K_t^+$ . Возможны ли случаи повышения  $P^*$  со временем? Для подавляющего большинства ПУ с РЭ это невозможно, но для предохранителей экструзионного и фрикционного типов (например, для неразрушающегося брехшпинделя) повышение  $P^*$  возможно, если ПУ содержит эластомер, сжатый усилием предварительной затяжки и имеющий хорошую адгезию к металлу корпуса. В таком устройстве трение покоя больше трения движения. Поэтому после бездействия в течение нескольких часов или дней при первом срабатывании выключающая нагрузка оказывается на 10...15 % больше, чем при следующих срабатываниях, т.е.

$$K_t^+ = 1,10...1,15. \quad (7.55)$$

Таким образом, требуемый коэффициент запаса  $K_2$  изменяется в пределах:

$$1,10 \leq K_2 \leq 1,60, \quad (7.56)$$

а общее значение требуемого коэффициента запаса составляет:

$$1,20 \leq K \leq 8,3, \quad (7.57)$$

из чего можно сделать вывод о том, что не все типы ПУ могут быть реализованы на практике при существующих запасах прочности в металлургических машинах. Именно по этой причине при выборе типа ПУ нужно обязательно учитывать фактическое значение  $K_M$  для данной машины и требуемое значение  $K$  ( $K_1$  и  $K_2$ ) для данного предохранителя.

Отметим ещё одно очевидное условие для нормальной работы защищаемой машины:

$$P_{разр}^y > P_{техн}^{\max}, \quad (7.58)$$

где  $P_{разр}^y$  – усилие, соответствующее усталостному разрушению слабой детали машины.

Выполнение этого условия исключает усталостные разрушения деталей машины при работе без перегрузов. Условие (7.58) выполняется не для всех машин. Так, для прокатных станов, длительно находящихся в эксплуатации, разрыв между  $P_{техн}^{\max}$  и  $P_{разр}$  составляет в ряде случаев  $K_M = 2,0 \dots 2,2$ . Этого совершенно недостаточно по усталостной прочности. Десятки лет интенсивной эксплуатации и постоянное стремление повысить производительность стана приводили к постепенному увеличению  $P_{техн}^{\max}$ . Предпринимались также попытки повысить  $P_{разр}$ . Однако эти попытки были не всегда удачны, т.к. сдерживались ограничениями на габаритные размеры деталей и узлов. К тому же, постепенное усиление слабых деталей приводит со временем к равнопрочности дешёвых и дорогих деталей. С таким положением можно примириться только при наличии эффективной системы защиты от поломок.

В таблице 7.1 приведены данные о требуемых коэффициентах запаса для наиболее часто встречающихся и перспективных типов ПУ. Анализируя данные табл. 7.1, можно, прежде всего, отметить, что наи-

более распространённые предохранительные устройства – брехшпиндели и ПУ со срезными пальцами, имеющими канавки – обладают наихудшими показателями по требуемым запасам прочности и поэтому годятся далеко не для всех машин. Все остальные предохранители, приведенные в табл. 7.1, обладают гораздо лучшими показателями ( $K = 1,2 \dots 2,6$ ) и могут применяться практически для любых машин, даже тех, которые находятся в эксплуатации 30...50 лет и имеют малые запасы прочности.

### **Выводы**

Наилучшими показателями обладают предохранители предварительно напряжённые и сжимаемые втулочные, в которых практически исключено усталостное разрушение РЭ. Эти ПУ при предварительном выборе следует считать самыми перспективными. При окончательном выборе предохранителя нужно учитывать цену защиты, а также простоту конструкции и технологичность изготовления и эксплуатации ПУ. Требуемый коэффициент запаса прочности должен стать одним из главных параметров предохранителя, столь же важным, как и выключающая нагрузка. Этот параметр нужно оценивать уже на этапе разработки конструкции, а затем на этапе рабочего проектирования предохранителя. Совершенствование ПУ должно предполагать, прежде всего, уменьшение величины  $K$ .

## СТАБИЛЬНОСТЬ НАГРУЗОК

**Д**ля практики эксплуатации оборудования, в том числе металлургического и транспортного, очень важно не только правильно определить величины нагрузок – технологических, паразитных, разрушающих, но и исследовать их стабильность, или процесс изменения во времени. Практически все нагрузки изменяются во времени; важно установить, как это происходит.

Среди деталей машин есть особые детали, которые предложено называть активными [39]. К ним относятся все виды предохранителей и амортизаторов. Стабильность выключающей нагрузки является основой работы ПУ и амортизатора, для которых величина нагрузки есть гарантия выполнения ими своей основной функции.

Выше рассматривалась работа ПУ с расходующимися элементами (раздел 7.1). Для подобных устройств величина предельной нагрузки (разрушающей для РЭ) является основной характеристикой, определяющей эффективность работы машины; поэтому стабильность этой величины означает стабильность эффективной работы машины [33]. Автоматические предохранители также имеют важнейшую характеристику – величину предварительного нагружения, т.е. нагрузку, при которой происходит срабатывание предохранителя. Стабильность этой характеристики определяет надежность работы машины.

Нестабильность нагрузок имеет различную природу – статистический разброс, релаксацию, усталостную повреждаемость и т.д. Эти варианты нестабильности должны анализироваться хотя бы для того, чтобы нейтрализовать их отрицательное влияние.

Отметим, что статистический разброс усилий срабатывания и усилий предварительной затяжки связан со случайными величинами, относящимися как к свойствам материалов, так и к геометрической точности изделий. Подобные отклонения являются, как правило, симметричными; они не столь опасны, как отклонения односторонние, связанные либо с реологическими эффектами, либо с усталостными повреждениями [97]. К тому же, качественная картина разброса довольно просто объясняется. Например, ясно, что повышая точность изготовления детали, мы уменьшаем отклонения от расчетных размеров и, следовательно, от расчетных и фактических разрушающих нагрузок. Диагностика состояния машины, связанная с величинами износа и увеличением зазоров, позволяет предотвратить опасное состояние детали, связанное с увеличением разброса характеристик.



Экспериментальное определение величины разброса разрушающих нагрузок не вызывает затруднений, если испытываются образцы или детали, совместимые по размерам и форме с имеющимися испытательными машинами. Как правило, должно быть испытано достаточное число образцов ( $N \geq 30$ ), чтобы получить достоверные характеристики математического ожидания и дисперсии измеряемой величины. При этом зависимость дисперсии (и возможность ее уменьшения) от параметров испытываемых образцов на качественном уровне известна.

Ниже рассмотрены варианты изменения и способы стабилизации выключающих нагрузок для предохранителей и усилий предварительной затяжки для амортизаторов. Эти вопросы имеют очень важное практическое значение для успешной эксплуатации упомянутых активных устройств.

### **8.1. Снижение разрушающей нагрузки от усталостных повреждений**

Опыт эксплуатации ПУ с расходующимися элементами (брешпидели и муфты предельного момента со срезными пальцами) показывает, что РЭ этих устройств разрушаются через несколько дней эксплуатации даже при отсутствии перегрузов. Суть происходящего в том, что эти элементы в силу своей геометрии и материала обладают очень низкой усталостной прочностью.

Повышение усталостной прочности РЭ является основой создания надежных ПУ с расходующимися элементами. Известно много способов и приемов повышения усталостной прочности деталей, работающих в условиях циклического нагружения [96, 98]. Это:

- а) рациональный выбор материала РЭ;
- б) снижение концентраций напряжений;
- в) улучшение состояния поверхности РЭ;
- г) уменьшение характерного размера РЭ.

Все эти способы могут применяться и к предохранительным деталям.

Анализ приемов и методов повышения усталостной прочности РЭ начнем с широко известных и ставших классическими.

Рассмотрим такой вопрос, как выбор материала для РЭ. Различные материалы обладают разной чувствительностью к концентрации напряжений и к масштабному фактору. Если для предварительного анализа взять зависимость (даже приближенную, эмпирическую) между пределом прочности и пределом выносливости, то для различных материалов получим разные результаты. В фундаментальной ра-

боте В.М.Гребеника и В.К.Цапко [96] дан обзор эмпирических зависимостей вида:

$$\sigma_{-1} = f(\sigma_B) \quad (8.1)$$

где  $\sigma_{-1}$  – предел выносливости материала при симметричном цикле;

$\sigma_B$  – предел прочности материала.

Наиболее достоверные зависимости, которые могут применяться к широкому классу сталей, представляют собой линейную зависимость типа:

$$\sigma_{-1} = k \cdot \sigma_B + B \quad (8.2)$$

где  $k$  и  $B$  – коэффициенты.

Среди них отметим формулу Гребеника, Гордиенко, Цапко:

$$а) \quad \sigma_{-1} = 0,2\sigma_B + 79,2 \quad (8.3)$$

и формулу Жукова:

$$б) \quad \sigma_{-1} = 0,3\sigma_B + 122 \quad (8.4)$$

Если воспользоваться этими формулами для определения отношения  $\xi = \sigma_{-1}/\sigma_B$ , то получим:

$$\xi = \frac{k \cdot \sigma_B + B}{\sigma_B} = k + \frac{B}{\sigma_B} \quad (8.5)$$

Для наглядности на рис. 8.1 показана зависимость величины  $\xi$  от предела прочности материала. Кривые а) и б) соответствуют формулам (8.3) и (8.4). Видно, что наибольшее значение  $\xi$  имеют наиболее пластичные малоуглеродистые стали. Полученный результат можно применить для предварительной оценки стабильности разрушающей нагрузки РЭ. Если РЭ сравним по размерам и состоянию поверхности со стандартным образцом, то величина  $(1-\xi) \cdot 100\%$  показывает уменьшение разрушающей нагрузки, связанное с явлениями усталости. Очевидно, наиболее реальным показателем следует считать величину  $(1-\xi) \cdot 100\% \approx 35..45\%$ .

Однако на практике редко можно встретить РЭ без концентратора напряжений, необходимость выполнения которого вовсе не бесспорна. Усталостные трещины в РЭ зарождаются от действия повышенных местных напряжений, которые обычно находятся в зонах концентрации напряжений. При наличии концентратора нужно учитывать эффективный коэффициент концентрации напряжений, который зависит как от геометрии РЭ, так и от его материала. Наиболее известна формула [99]:

$$K_{\sigma} = 1 + q(\alpha_T - 1) \quad (8.6)$$

где  $0 \leq q \leq 1,0$  – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений;

$\alpha_T$  – теоретический коэффициент концентрации напряжений, зависящий от вида концентратора.

Некоторыми авторами отмечалось [60], что формула (8.6) дает ненадежные результаты, однако на качественном уровне ею можно пользоваться. Из формулы (8.6) вытекают два пути снижения влияния концентрации напряжений на величину разрушающего усилия РЭ: выбор для РЭ материала с минимальной чувствительностью к концентрации напряжений и оптимизация формы РЭ с целью снижения  $\alpha_T$ .

Не вызывает сомнений, что наименьшие значения  $q$  имеют пластичные малоуглеродистые стали ( $q = 0,2..0,4$ ), а наибольшие – высокопрочные легированные стали ( $q = 0,6..0,8$ ). Этот факт также склоняет чашу весов в пользу выбора для РЭ малоуглеродистых сталей. Теоретический коэффициент концентрации напряжений можно уменьшить приданием РЭ плавных очертаний (особенно скруглением внутренних углов), разгрузочными канавками и отверстиями, размещением источников концентрации напряжений в зонах малых номинальных напряжений [96]. Наконец, в ряде случаев возможно полностью исключить концентраторы, т.е. добиться равенства  $\alpha_T$  единице.

Конечно, усталостная прочность – не единственный параметр, по которому следует определять оптимальный вариант материала. Есть еще ряд параметров, важных для конкретных случаев исполнения ПУ. Так, для брехшпинделей важным является получение прямого излома при разрушении, т.е. нужно, чтобы разрушение происходило путем сдвига, а не отрыва. Это также говорит в пользу выбора пластичного материала – именно материал, находящийся в пластичном со-

стоянии, разрушается при кручении путем сдвига. В работе [65] описаны опыты, подтверждающие это.

В вопросе улучшения состояния поверхности РЭ можно выделить три основных направления: уменьшение шероховатости поверхности, термохимическая обработка, наклеп или поверхностное пластическое деформирование. Установлено [96], что уменьшение шероховатости поверхности повышает усталостную прочность. Так, снижение шероховатости с 7,8 до 5,7 мкм полированием РЭ, работающих в условиях циклической нагрузки, повышает их долговечность на 60%. Сопротивляемость материала РЭ усталостным разрушениям повышается при применении равномерной поверхностной закалки с нагревом ТВЧ при условии правильного выбора режима, исключающего появление микротрещин как в закаленном слое, так и в поверхностной зоне. Цементация сталей с последующей закалкой приводит к резкому повышению усталостной прочности. Для углеродистых и некоторых легированных сталей газовая цементация и высокотемпературное газовое цианирование (нитроцементация) значительно повышают долговечность. Большое влияние на повышение предела выносливости оказывает азотирование. Оно повышает предел выносливости РЭ без концентрации напряжений на 20...30%, а при наличии концентрации напряжений до 250...300% (на малых образцах) [96].

Что касается размера РЭ, то он зависит не только от разрушающего усилия, но и от принципа работы, конструктивных особенностей РЭ и всего ПУ. Если есть возможность уменьшить размеры РЭ, то этим надо воспользоваться для повышения усталостной прочности РЭ. Так, если сравнивать брехшпиндель, установленный в главной линии пилигримового стана, с муфтой предельного момента, имеющей срезные пальцы, то по параметру усталостной прочности это сравнение будет в пользу срезных пальцев, которые имеют диаметр 30...60 мм, в то время как диаметр брехшпинделя составляет 300...350 мм (по проточке). Есть два пути решения проблемы минимизации размеров РЭ. Во-первых, РЭ должен воспринимать не все усилие, действующее на ПУ, а лишь его часть. Во-вторых, для РЭ, воспринимающего полное усилие, действующее на ПУ, должен быть уменьшен характерный размер.

Уже существуют конструкции, которые воплощают в себе указанные методы. Это предохранительное устройство со срезной пластиной [100, 101] и различные варианты брехшпинделей с трубчатым расходоуемым элементом [20]. Основным достоинством предохранителя со срезной пластиной является то, что на расходоуемый элемент (срезную пластину) действует не полное усилие  $P^*$ , воспринимаемое

ПУ, а только его часть  $P_1^*$ , равная отношению квадратов диаметров срезающего цилиндра и корпуса предохранителя. За счёт того, что пластина в месте разрушения воспринимает не полное усилие срабатывания, а лишь его часть, у неё существенно уменьшен характерный размер (толщина).

Упомянутая выше величина  $\xi$  характеризует снижение прочности предохранителя при очень длительной эксплуатации ( $N_0 = 10^7$  циклов) по сравнению с разовой прочностью. При этом считается, что разрушающая нагрузка при разовом нагружении пропорциональна пределу прочности материала, а разрушающая нагрузка при длительном циклическом нагружении пропорциональна пределу выносливости.

На самом деле это утверждение справедливо только для стандартных образцов ( $d = 10$  мм) при симметричном цикле нагружения и хрупком материале, прочность которого отражается величиной  $\sigma_B$ . Если сравнивать прочность изделий (имеется в виду, реальных РЭ), а не образцов, то разница в разрушающих нагрузках  $P_B$  и  $P_{-1}$  будет более существенной, чем для образцов, поскольку РЭ, как правило, больше образцов, хуже обработаны и имеют концентраторы напряжений. Другими словами, величина  $\xi$  для РЭ, которую можно обозначить  $\xi_{РЭ}$ , может быть представлена в виде:

$$\xi_{РЭ} = \xi \frac{\varepsilon_n \cdot \varepsilon_n}{K_\sigma} \quad (8.7)$$

Для реальных предохранительных деталей величина  $\xi$  будет гораздо меньше. В то же время, величину  $\xi$  можно увеличить и даже довести до единицы, если предпринять некоторые конструктивные меры, о чем будет сказано ниже.

Уменьшение реальных размеров РЭ вполне возможно. Так, для брехшпинделей, у которых диаметр в ослабленном сечении составляет  $d = 330$  мм, есть несколько вариантов уменьшения характерного размера. Один из них – это изготовление не сплошного, а пустотелого брехшпинделя равной прочности (рис. 8.2). Такой брехшпиндель будет иметь толщину стенки трубы (характерный размер) порядка  $\delta = 40 \dots 50$  мм. Другой вариант – замена брехшпинделя муфтой предельного момента со срезными пальцами, диаметр которых составит  $d = 60 \dots 70$  мм, что также существенно снижает характерный размер.

Еще один вариант уменьшения усталостных повреждений заключается в том, что конструкция ПУ такова, что предельным

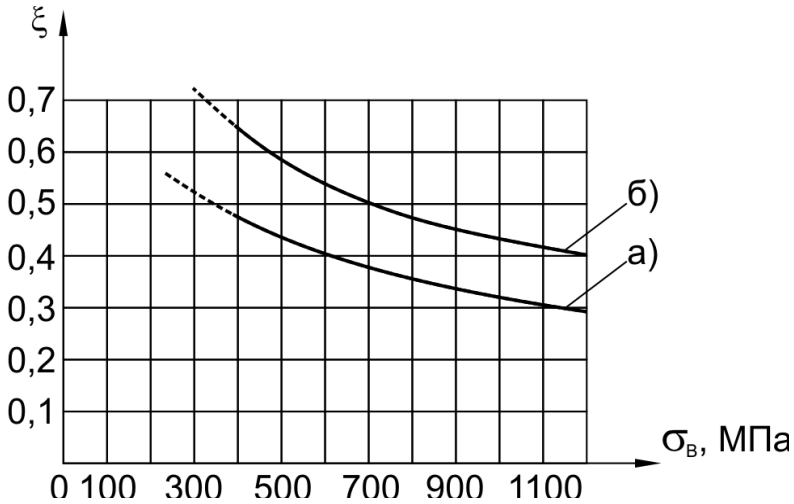


Рис. 8.1. Зависимость относительной усталостной прочности  $\xi$  от предела прочности материала

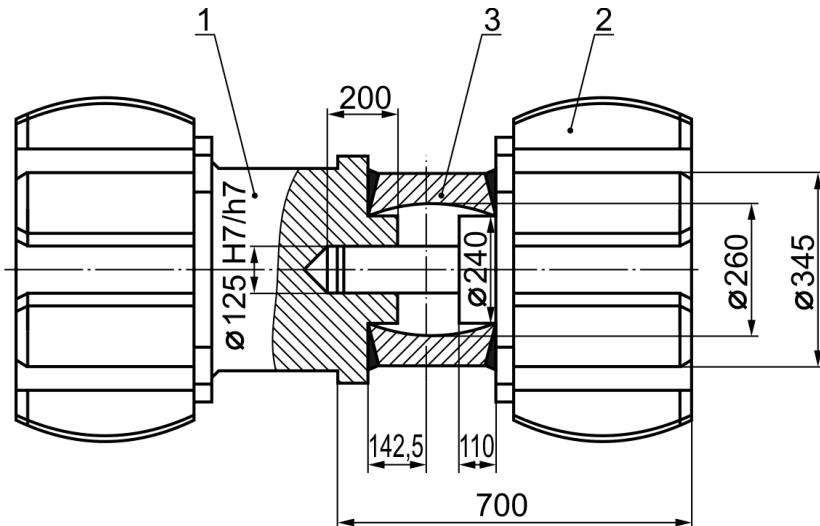


Рис. 8.2. Вариант выполнения предохранительного шпинделя с РЭ в виде трубы (брехшпиндель пильгерстана)

напряжением при его срабатывании является не предел прочности, а предел текучести, который (в особенности для пластичных материалов) гораздо меньше.

Особенно благоприятным сочетанием можно считать случай, когда защищаемая машина является неререверсивной и, следовательно, нагружение деталей ее привода происходит по пульсирующему циклу. В этом случае усталостные повреждения РЭ будут зависеть от соотношения  $\sigma_0$  и  $\sigma_T$ . Для сталей с хорошей пластичностью, т.е. для малоуглеродистых конструкционных сталей типа Сталь 10; Сталь 20; Сталь 30 соотношение между предельными напряжениями выглядит так:

$$\sigma_T \approx 0,55\sigma_B, \quad (8.8)$$

а соотношение между пределами выносливости при различных коэффициентах асимметрии цикла:

$$\sigma_0 = 1,8\sigma_{-1} \quad (8.9)$$

Воспользовавшись этими соотношениями, получим для стали 20 ( $\sigma_T = 225$  МПа;  $\sigma_B = 400$  МПа) по формуле (8.3):

$$\begin{aligned} \sigma_{-1} &= 0,2 \cdot 400 + 79,2 = 159,2 \text{ МПа}; \\ \sigma_0 &= 1,8\sigma_{-1} = 1,8 \cdot 159,2 = 286,6 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Т.е. мы получим  $\sigma_0 > \sigma_T$ , что говорит о том, что РЭ потечет прежде, чем он разрушится от усталостных повреждений. Здесь надо иметь в виду, что величина  $\sigma_T$  гораздо консервативней, чем  $\sigma_0$ . Последняя величина сильно зависит от размера и формы детали и будет меньше, чем  $\sigma_0 = 286,6$  МПа, которую мы получим для стандартного образца.

Возникает вопрос, возможно ли создание такого предохранителя, который был бы нечувствителен к усталостным повреждениям? Такой вариант возможен. В рабочих клетях прокатных станов предохранители устанавливают под нажимными винтами на подушки рабочих или опорных валков. При таком расположении они нагружаются пульсирующим циклом. Конструкция предохранителя может основываться на пределе текучести. Примером может служить кольцевой предохранитель, изготовленный из малоуглеродистой стали. Этот предохранитель при достижении в нем напряжений, равных пределу теку-

чести, деформируется пластически, при этом его высота уменьшается и валки раздвигаются, ликвидируя перегруз.

Тем не менее, для большинства предохранителей нельзя гарантировать отсутствия усталостных повреждений, поэтому должен быть введен какой-нибудь показатель усталостного повреждения. Поскольку РЭ является деталью особой, то и требования к ней также отличаются от требований для обычных деталей. Для предохранительной детали важно изменение выключающей (разрушающей) нагрузки в процессе ее работы. Наиболее ценную информацию представлял бы график зависимости разрушающей нагрузки РЭ от времени наработки. Такой график можно построить только на основании натуральных испытаний предохранителей. При этом возникает ряд технических трудностей. Прежде всего, нужны предохранители с совершенно одинаковой начальной рабочей характеристикой, и испытательные машины, на которых можно испытать эти ПУ с доведением РЭ до разрушения. Таких испытательных машин нет (исключение составляют гидравлические прессы ПР-500 и ПР-1000, на которых можно испытать РЭ с предельной нагрузкой 4...8 МН, чего для большинства прокатных станков недостаточно). К тому же, эти машины предназначены только для единичных испытаний, т.е. для испытаний на предельную (разрушающую) нагрузку.

Если попытаться провести испытания на моделях предохранителей, то, кроме названных машин, потребуются машины для проведения испытаний на выносливость, т.е. машины, оборудованные пульсаторами. Подобные машины рассчитаны на малые нагрузки (для симметричного цикла нагружения  $\pm 250$  кН). Практически не встречаются машины с нагрузками большими, чем  $\pm 1000$  кН. Это означает, что провести подобные испытания можно только на малых образцах, что вызывает дополнительные трудности при распространении результатов на натурные изделия.

Известны предложения [31] по определению степени усталостного повреждения упрощенным методом по результатам двух испытаний. Первое испытание – определение разрушающей нагрузки при разовом (одиночном) испытании  $P_1$ . Второе испытание – определение разрушающей нагрузки после нагружения  $10^5$  циклами с уровнем нагружения 70% от предельного (этой величиной нагружения моделируется нормальная технологическая нагрузка для исследуемой машины)  $P_{10}^5$ .

В работе [102] приводятся данные о величине коэффициента:



$$\omega = \frac{P_{10^5}}{P_1} \quad (8.10)$$

Этот коэффициент определялся для срезных пальцев (различных форм и вариантов нагружения), устанавливаемых в муфты предельного момента. Характерно, что значения этого коэффициента существенно меньше единицы даже для полностью гладких пальцев, что говорит о значительной повреждаемости срезных пальцев и необходимости их профилактической замены. Практика работы муфт предельного момента со срезными пальцами полностью подтверждает это.

В заключение можно отметить, что:

1. Традиционные методы повышения усталостной прочности РЭ могут успешно применяться на работающих и вновь проектируемых ПУ.
2. Нужно всегда стремиться полностью исключить концентраторы напряжений в РЭ, т. е. наличие таких концентраторов ничем не оправдано. Желательно избегать больших градиентов напряжений в РЭ; лучше всего принять такую форму РЭ и такую схему ПУ, чтобы напряжения распределялись равномерно по характерному размеру поперечного сечения РЭ. Приведенные выше примеры показывают, что это возможно.
3. Нужно стараться максимально уменьшить характерный размер РЭ. Для предложенного брешшпинделя этот размер (толщина стенки трубы) на порядок меньше диаметра опасного сечения исходной конструкции. Для предохранителя со срезной пластиной характерный размер ( $\delta_{пл}$ ) может быть доведен до 0,5...1,0 мм, что существенно повышает усталостную прочность РЭ.
4. Могут применяться все варианты улучшения состояния поверхности, в особенности поверхностный наклеп, который в случае плоской пластины может быть получен дрессировкой листовой заготовки.
5. Необходимо разрабатывать новые, нетрадиционные методы повышения усталостной прочности расходуемых элементов предохранительных устройств. Эти методы должны базироваться на специфических свойствах РЭ, не присущих другим деталям металлургического оборудования. Такой подход неизбежно связан с созданием новых конструкций ПУ.

## 8.2. Стабильность характеристик предварительно напряженных устройств

В ряде работ [86, 103] отмечалась перспективность применения предварительно напряжённых устройств в качестве предохранителей. Одной из особенностей ПНУ, состоящих из двух элементов, нагруженных усилиями противоположных знаков, является возможность получения для них ломаной рабочей характеристики с крутой начальной и пологой конечной ветвями (рис. 8.3). Такая характеристика желательна для некоторых конструкций буферов, амортизаторов и демпферов, а также для всех ПУ, защищающих машины от поломок [92].

Характеристика ПНУ, представленная на рис. 8.3, относится к случаю, когда внешняя нагрузка прикладывается к элементу меньшей жёсткости в сторону увеличения в нём усилия [87]. Эта характеристика является теоретической (получена расчётным путём). Она зависит от соотношения жёсткостей деталей ПНУ. Свойства материала и геометрическая форма деталей идеализированы. На практике характеристика ПНУ может существенно отличаться от той, которая показана на рис. 8.3. Рассмотрим причины этих отклонений.

Прежде всего отметим, что теоретическая характеристика получена в предположении, что оба элемента ПНУ идеально упруги и их материал подчиняется закону Гука. На практике всегда есть отклонения от этого допущения. Эти отклонения связаны как с нелинейностью характеристик материала, так и с нелинейностью, вызванной формой детали и видом её деформации.

Затем следует остановиться на том факте, что в ряде предохранителей, например, в предохранительных устройствах с РЭ, уровень напряжений даже при отсутствии перегрузок достаточно высок. В процессе работы таких ПУ практически невозможно избежать появления пластических деформаций в РЭ. При этом, если данный РЭ является составной частью ПНУ, то появление в нём пластических деформаций сказывается на характеристике ПНУ.

Следующим фактором, существенно влияющим на вид характеристики, является наличие в ПНУ внутреннего и внешнего трения, приводящего к существенным энергетическим потерям за один цикл нагружения. В этом случае на рабочей характеристике линия нагрузки проходит значительно выше линии разгрузки. И, наконец, в элементах ПНУ может наблюдаться релаксация усилия предварительного нагружения, связанная с особенностями строения материала нагружаемого элемента. Так, например, у эластомеров релаксация усилий проявляется уже при обычных температурах.

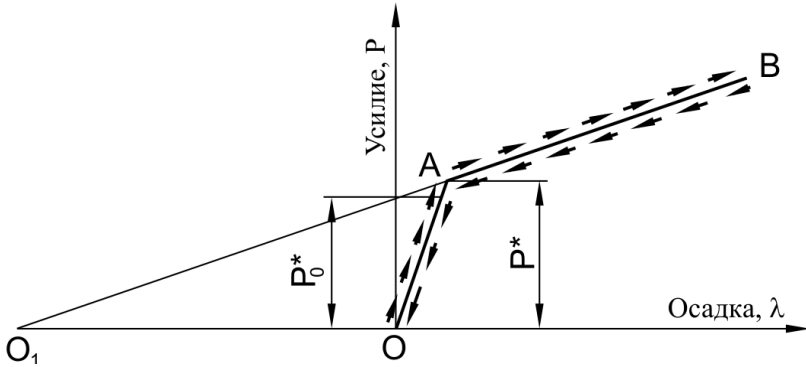


Рис. 8.3. Теоретическая рабочая характеристика ПНУ

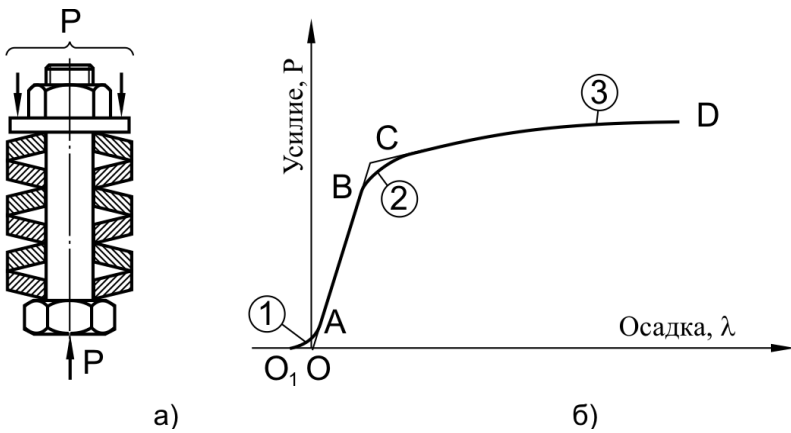


Рис. 8.4. Предварительно напряженное устройство с упругим элементом из тарельчатых пружин:  
 а) схема нагружения ПНУ;  
 б) рабочая характеристика ПНУ.

Теперь рассмотрим возможные отклонения в характеристике ПНУ, связанные с нелинейностями. На рис. 8.4 показана фактическая характеристика ПНУ (полученная в процессе испытания образца ПНУ в лабораторных условиях) с элементом меньшей жёсткости в виде пакета последовательно соединённых тарельчатых пружин.

Участок 1 ( $O_1A$ ) рабочей характеристики связан с выбором зазоров в системе «ПНУ – испытательная машина». Поскольку ПНУ в заряженном состоянии зазоров не имеет, то участок 1 отражает наличие зазоров в звеньях испытательной машины. На работу ПНУ этот участок влияния не оказывает.

Участок 2 (BC) – скругление в зоне излома рабочей характеристики. Обнаруживается на всех ПНУ и связано с нелинейной зависимостью местных контактных деформаций от приложенного усилия. На теоретической характеристике этого скругления нет, т.к. теория ПНУ не учитывает наличия местных контактных деформаций. Описанные отклонения от теоретической характеристики не оказывают существенного влияния на работу ПНУ в качестве предохранительного устройства.

Участок 3 (CD). Нелинейность этого участка принадлежит характеристике УЭ меньшей жёсткости (в нашем примере – блока тарельчатых пружин). Отметим, что многие тарельчатые пружины имеют нелинейную характеристику при больших деформациях (близких к предельно допустимым). Такая нелинейность – важная часть характеристики ПНУ, она легко рассчитывается и прогнозируется. Эта нелинейность устойчива, она сохраняется в процессе работы устройства. К тому же такая нелинейность (выпуклостью вверх) приближает характеристику ПУ к идеальной (у которой второй участок горизонтален) [89].

Для УЭ, изготовленных из эластомеров, на рабочей характеристике может наблюдаться нелинейность другого типа – выпуклостью вниз. Это ухудшает характеристику ПНУ как предохранителя. На рис. 8.5, а, б изображены характеристики ПНУ, у которых УЭ претерпевает пластические деформации.

Наиболее интересен для практики случай, когда ПНУ представляет собой предохранитель, у которого РЭ (выше назван упругим элементом) предварительно нагружен усилием (напряжением), обеспечивающим отсутствие усталостных повреждений [104]. При этом важно обеспечить стабильность такого предварительного нагружения.

Представим себе, что на машине, где установлено ПУ описанного выше типа, произошёл перегруз, недостаточный для разрушения РЭ, но достаточный для появления пластических деформаций в РЭ. На рис. 8.5, а и 8.5, б это усилие обозначено  $P^{**}$ , а полученная при этом

пластическая деформация изображается отрезком ВС, одинаковым в вариантах а) и б). Стрелками показано нагружение – линия ОАВС, и разгрузка – линия СДО. При последующих нагружениях усилиями, меньшими  $P^{**}$ , характеристики этих ПНУ будут представлены линиями ОДС; СДО, т.е. характеристики таких ПНУ изменяются, а именно, уменьшается усилие предварительного нагружения со всеми вытекающими последствиями.

Следует обратить внимание, что при одинаковых пластических деформациях в вариантах а) и б) (см. рис. 8.5) получается разное изменение характеристики. Начальное усилие затяжки  $P_H^*$  (оно же выключающее усилие для ПУ) уменьшается до величины  $P_{K_1}^*$  или  $P_{K_2}^*$ , причём:

$$P_H^* - P_{K_1}^* > P_H^* - P_{K_2}^* \quad (8.11)$$

Для предохранительного устройства вариант б) является более предпочтительным. Это тот вариант, при котором падение нагрузки  $P_H^*$  несущественно (мало по сравнению с первоначальным усилием  $P_H^*$ ):

$$P_H^* - P_K^* \ll P_H^* \quad (8.12)$$

Это условие будет выполнено, если выполняется

$$\lambda_{пл} \ll \lambda_y, \quad (8.13)$$

т.е. если пластическая деформация РЭ будет значительно меньше его упругой деформации. Выполнимо ли это условие? На первый взгляд кажется, что оно невыполнимо, т.к. подавляющее большинство РЭ изготавливаются из различных марок сталей, для которых пластическая деформация больше упругой, составляющей доли процента. Последнее обстоятельство вовсе не означает, что следует искать для изготовления РЭ некий особый материал с большими упругими и малыми пластическими деформациями. Этот вопрос может быть решён конструктивным усовершенствованием ПНУ. Так, присоединение к РЭ последовательно упругого элемента большой энергоёмкости (пружины) позволяет эту пару считать одним из элементов ПНУ, причём таким элементом, для которого будет выполнено условие (8.13), а, следовательно, и условие (8.12). Такое ПУ обладает необходимым запасом стабильно-

сти свойств. Оно может надёжно работать даже при накоплении пластических деформаций в РЭ.

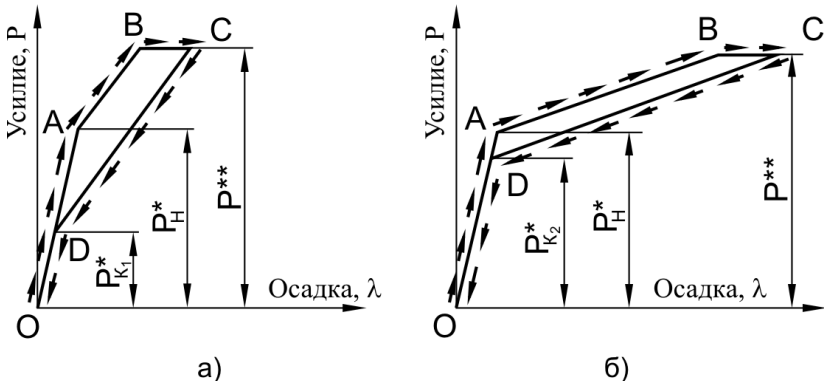
Далее остановимся на внутреннем и внешнем трении в элементах ПНУ (в первую очередь в том элементе, который содержит РЭ). Для стальных деталей внутреннее трение настолько мало, что можно смело пренебречь вызванными им энергетическими потерями и изменениями характеристики ПНУ. Однако, кроме стальных деталей, ПНУ может содержать и детали, изготовленные из эластомеров.

Выше отмечалось, что одним из вариантов стабилизации рабочей характеристики ПНУ является последовательное соединение РЭ с энергоёмким упругим элементом. Причём, чем больше его энергоёмкость, тем стабильнее характеристика ПУ. Известно [8], что эластомеры являются рекордсменами по удельной энергоёмкости. По этому параметру они превосходят лучшие пружинные стали, следовательно, их применение в ПНУ, функционально являющихся предохранителями, вполне оправданно. Вместе с тем, некоторые свойства эластомеров (большое внутреннее трение и релаксационные явления, протекающие при обычных температурах), требуют обязательного учёта и корректировки конструкции.

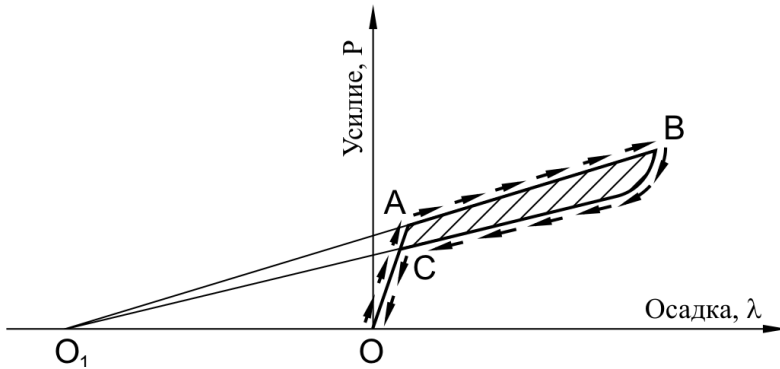
Наиболее энергоёмкими эластомерами являются литые конструкционные полиуретаны, например, СКУ-ПФЛ-70, СКУ-ПФЛ-100 и их зарубежные аналоги adipren L-100 и adipren L-167, а также серия материалов с общим названием vibratan 7500. Для подобных эластомеров рассеяние энергии за один цикл нагружения составляет  $\psi = 20 \dots 50\%$ . Рабочая характеристика УЭ, изготовленного из такого материала, имеет петлю гистерезиса значительных размеров. Это же относится и к характеристике всего ПНУ, имеющего один из элементов, изготовленный из подобного материала.

На рис. 8.6 показана характеристика такого ПНУ, выполняющего роль предохранителя. Особенностью этой характеристики является то, что нагружение и разгрузка ПНУ изображаются разными отрезками: нагружение – ОАВ, а разгрузка – ВСО. При этом заштрихованная площадь (площадь петли АВСА) отражает работу сил внутреннего трения (потери, превращённые в тепло). Характеристика сохраняется при последующих нагружениях, т.е. выключающая нагрузка остаётся стабильной.

Таким образом, внутреннее трение не влияет отрицательно на рабочую характеристику, если перегрузки происходят нечасто, и, следовательно, полученное за счёт внутреннего трения тепло успевает отводиться от УЭ. В противном случае перегрев упругого элемента может привести к необратимому изменению свойств его материала.



**Рис. 8.5.** Рабочие характеристики предварительно напряженных устройств при наличии пластических деформаций:  
 а) с РЭ большой жесткости;  
 б) с РЭ малой жесткости.



**Рис. 8.6.** Характеристика предварительно напряженного устройства, содержащего деталь из эластомера

Рассмотрим далее влияние внешнего трения. Наличие элементов внешнего трения диктуется конструктивными особенностями ПНУ. Наиболее часто встречаются две причины появления элементов внешнего трения:

1. Упругий элемент ПНУ представляет собой слоёнку из упругих дисков, изготовленных из эластомера, и жёстких стальных дисков, препятствующих радиальной деформации УЭ и, тем самым, повышающих его жёсткость.
2. Упругий элемент ПУ набран из тарельчатых пружин, соединённых параллельно или при помощи промежуточных жёстких пластин, также препятствующих свободной радиальной деформации.

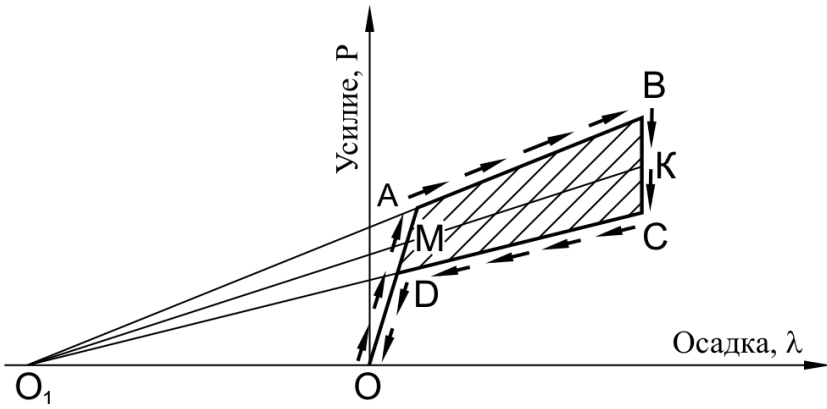
На рис. 8.7 показана рабочая характеристика такого ПНУ. Линия  $O_1MK$  представляет собой характеристику УЭ при отсутствии трения, а замкнутый контур  $O_1ABCDO_1$  – характеристику того же упругого элемента, но при наличии пары трения. Контур  $OABCD$  изображает характеристику всего ПНУ с упругим элементом, имеющим пару трения.

Площадь замкнутого контура  $DABC$  представляет собой работу пары трения за один цикл нагружения. Эта работа переходит в тепло, которое должно быть рассеяно. Характеристика такого устройства остаётся стабильной, если стабильными будут условия трения в трущейся паре. Последнее условие выдержать на практике трудно, поэтому наличие внешнего трения в ПНУ, используемых как предохранители, нежелательно.

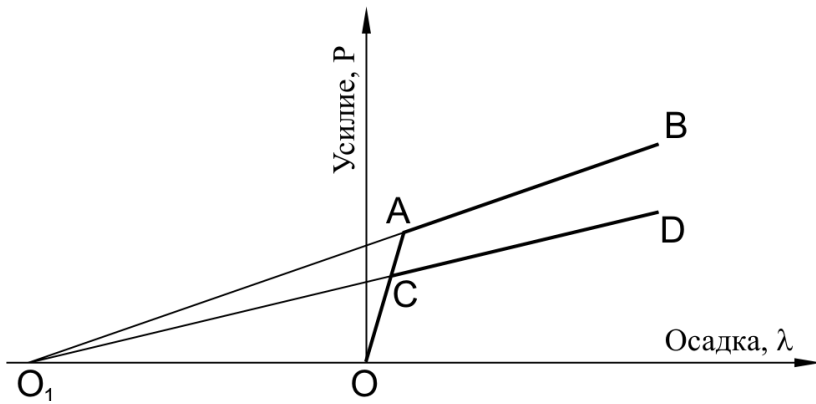
Рассмотрим, наконец, влияние на рабочую характеристику релаксации усилия предварительной затяжки ПНУ, вызванной свойствами материала УЭ. При этом отметим, что в стальных УЭ при обычных температурах (температура эксплуатации металлургического оборудования  $t^\circ < 300^\circ\text{C}$  в подавляющем большинстве случаев) релаксации не наблюдается. Однако, в случае применения в качестве материала УЭ эластомеров, релаксация усилия предварительной затяжки происходит постоянно и может достичь значительной величины даже при неработающем устройстве. На рис. 8.8 показана рабочая характеристика такого ПНУ. Ломаная  $OAB$  изображает первоначальную рабочую характеристику, а ломаная  $OCD$  – новую характеристику, которой ПНУ обладает после релаксации усилия затяжки.

Исследования явления релаксации в полиуретановых УЭ проводились в лаборатории кафедры «Сопrotивление материалов» ПГТУ на специально разработанных для этой цели релаксометрах (рис. 8.9). Падение усилия предварительной затяжки (оно же – выключающее





**Рис. 8.7.** Характеристика предварительно напряженного устройства с элементом, имеющим пару трения



**Рис. 8.7.** Характеристика предварительно напряженного устройства с упругим элементом, подверженным релаксации

усилие) может достигнуть величины 25...30% [105-107]. Уменьшить релаксацию можно соответствующим подбором материала (имеются марки полиуретанов с максимальной релаксацией 8...12%). Кроме того, стабилизировать выключающее усилие можно повторной подзарядкой ПНУ до требуемого нормативного уровня.



**Рис. 8.9.** Релаксометры в процессе испытаний  
УЭ амортизаторов сжатия

Анализ возможных вариантов изменения нагрузок, которые функционально должны быть стабильными, показал, что:

1. Стабильность выключающего усилия ПУ с РЭ в случае применения предварительного напряжения РЭ зависит от многих факторов, и, прежде всего, от энергоёмкости упругих элементов ПНУ, наличия внешнего трения и релаксации усилия предварительного нагружения.
2. Для особо точных ПУ нужно исключить внешнее трение и релаксацию, а влияние пластических деформаций РЭ на характеристику ПУ свести к минимуму путём установки упругого элемента максимальной энергоёмкости, профилактической замене РЭ или автоматической подзарядке ПНУ, у которого из-за релаксации уменьшается усилие затяжки  $P_H^*$ .

### **Выводы**

Стабильность выключающей нагрузки – одно из важнейших свойств амортизационных и предохранительных устройств – должно быть обязательно учтено при проектировании. Выбор материала, уровня нагрузок, энергоемкости и других параметров проектируемого устройства должен быть нацелен на стабилизацию уровня срабатывания, что является залогом эффективности работы такого устройства.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

**И**так, мы убедились, что прочность (и, естественно, долговечность) машин решительным образом зависит от нагрузок, которые возникают в их деталях и узлах. Именно поэтому детальный анализ нагрузок – их происхождение и назначение, их величина и направление, их распределение, способы поддержания нагрузок на нужном уровне и регулирование их величины – явился предметом изучения этой книги и важнейшим фактором обеспечения прочности и долговечности машин.

Нагрузки, имеющие свое назначение – это планируемые полезные нагрузки, неразрывно связанные с принятой технологией и обеспечивающие основную функцию машины. Для прокатного стана такими нагрузками являются сила и момент прокатки; для мостового крана – сила в канатах, равная весу поднимаемого груза; для ролика рольганга – изгибающий момент в теле ролика от веса раската и т.д.

Есть нагрузки, не имеющие назначения. Это нагрузки, сопутствующие полезным и связанные с разгоном и торможением, ударами, колебаниями, в том числе вызванными исходными геометрическими несовершенствами (и приобретенными в процессе эксплуатации), например, зазорами, появившимися в результате износа или пластических деформаций отдельных деталей. Подобные нагрузки предложено называть *паразитными*. Они могут действовать одновременно с полезными технологическими нагрузками, либо могут быть сдвинуты по времени относительно технологических. Иногда они действуют даже вместо технологических. Так, колебания груза на канатах крана происходят в течение всего времени транспортировки и накладываются в виде периодической силы на постоянную полезную силу, равную весу транспортируемого груза. Захват металла валками в прокатных клетях сопровождается появлением *горизонтальных* сил, втягивающих раскат в очаг деформации. Эти же силы действуют на рабочие валки, передающие горизонтальные силы на подушки валков и станины. Продолжительность действия этих сил сопоставима с временем захвата. Она гораздо меньше продолжительности пропуска (времени действия полезной нагрузки). Подобный вариант соотношения времени действия *паразитных* и полезных нагрузок является наиболее распространенным. Именно поэтому кратковременное действие *паразитных* нагрузок практически не оказывает влияния на ток двигателя, установленно-го в приводе машины, и на энергетические затраты для осуществления технологического процесса.

Несмотря на кратковременность действия *паразитных* нагрузок, они являются основной причиной перегрузок и поломок, происходящих в металлургических машинах. Одной из причин являются большие величины паразитных нагрузок, действие которых не только существенно увеличивает фактические нагрузки, но и часто меняет расчетную схему для детали или узла. Примером могут служить упоминавшиеся выше *горизонтальные* силы при прокатке. Для НШС (в особенности для клетей черновых групп) горизонтальные силы, возникающие в процессе захвата, увеличивают крутящие моменты в главных линиях в 2,5...4,0 раза и придают им колебательный характер. Это приводит к преждевременному износу деталей главных линий (универсальных шпинделей, зубчатых зацеплений), а также поломкам в приводах и рабочих клетях. Лицевые планки, наделки, подушки валков «разбиваются», т.е. получают локальные пластические деформации; не исключены поломки рабочих и опорных валков. При этом имеются случаи поломки рабочих валков при целых опорных валках, чего не должно быть при вертикальном направлении силы прокатки. Подобный характер разрушения на листовых станах кварто, а также разрушение подшипников и подушек рабочих валков можно объяснить только наличием *горизонтальных* сил.

Очень важным является распределение сил между отдельными узлами и деталями. Большинство упругих систем (расчетных схем машин и их узлов) являются системами статически неопределимыми. Для таких систем распределение сил между отдельными элементами (детальями и узлами) зависит не только от соотношений статики (уравнений равновесия), но и от деформаций отдельных элементов системы. Последние, в свою очередь, зависят от точности изготовления, монтажа, наличия зазоров, выработок и т.д. Все дефекты идеальной упругой системы приводят к появлению *паразитных* нагрузок, иногда существенно изменяющих общую картину нагружения машины. Особенно заметно это для упругих систем большой жесткости, ведь большинство машин и механизмов изготовлены из жестких материалов (в первую очередь, из различных сталей). В этих машинах распределение нагрузок сильно зависит от точности изготовления и поддержания размеров. Примерами устройств, особенно чувствительных к точности изготовления и поддержанию ее в процессе эксплуатации, могут служить подшипники, передачи на телах качения, зубчатые передачи, шарниры и другие устройства, основанные на контактах жестких тел. Подобные устройства, установленные на металлургических машинах, работают ненадежно и быстро выходят из строя.

Задача оценки прочности машины (упругой системы) часто декларируется как определение напряжений при «заданных» силах. На практике так не бывает никогда, ибо силы являются следствием не только внешнего воздействия на систему, но и следствием энергетических и деформационных параметров самой системы. В особенности это относится к *паразитным* нагрузкам, чаще всего являющимся результатом воздействия энергией или деформацией. Эти нагрузки генерируются системой и могут изменяться при изменении ее параметров.

Для рольгангов прокатных цехов всегда есть проблема распределения усилий между роликами, т.к. раскат, опирающийся на ролики (если опорных роликов больше двух) образует с ними статически неопределимую систему. Она может быть очень жесткой, если на роликах не предусмотрены амортизаторы, или очень податливой, если такие амортизаторы (например, пружинные) установлены. При отсутствии амортизаторов ролики с низким уровнем установки практически не будут нагружены. При очень «мягких», податливых амортизаторах раскат находится на более низком уровне, чем ненагруженные ролики, и поэтому может наносить удары своим передним концом по очередному ролику. Выход в установке амортизаторов оптимальной (лучше всего переменной) жесткости. Другими словами, выход в установке амортизаторов с ломаной рабочей характеристикой, обеспечивающей достаточную жесткость и нужный уровень раската при малых нагрузках, и малую жесткость (а, следовательно, большие перемещения, позволяющие выровнять нагрузки) при нагрузках, превышающих номинальные.

Итак, важнейшим элементом прочности машин являются действующие нагрузки, поэтому нужно уметь их находить, уменьшать, поддерживать – другими словами, **уметь управлять нагрузками**. Этого можно добиться установкой специальных *активных* устройств (амортизаторов и предохранителей), которые влияют на величины нагрузок во всех узлах и деталях машины. Повышение упругой энергоемкости машин и их узлов путем введения в силовые цепи энергоемких податливых элементов – универсальное средство, всегда приводящее к результату. Поддержание силовых характеристик *активных* устройств стабильными является гарантией обеспечения требуемой долговечности машин.

### Перечень ссылок

1. *Артюх В.С.* Снижение динамичности и аварийности прокатного оборудования / *В.С. Артюх* // Сталь. – 1974. – №1. – С.85-87.
2. *Артюх Г.В.* Уменьшение вредных нагрузок в металлургических машинах / *Г.В. Артюх* // Теория и практика металлургии. – 2002. – №5-6. – С.48-57.
3. *Большаков В.И.* Новые технические решения в металлургическом оборудовании / *В.И. Большаков* // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2000. – №4. – С.10-13.
4. *Большаков В.И.* Исследования динамики, прочности и надежности металлургических машин / *В.И. Большаков, В.К. Цанко* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 2002. – Вып.6. – С.6-27.
5. *Большаков В.И.* Особенности эксплуатации оборудования главных линий черновых клетей стана 1680 горячей прокатки / *В.И. Большаков, В.П. Поздняков* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1999. – Вып.4. – С.15-24.
6. *Большаков В.И.* Резинометаллические детали в металлургическом оборудовании / *В.И. Большаков* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 2000. – Вып.5. – С.133-141.
7. *Потураев В.Н.* Резиновые и резинометаллические детали машин / *В.Н. Потураев*. – М.: Машиностроение, 1966. – 300с.
8. *Артюх Г.В.* Особенности применения эластомеров для снижения динамических нагрузок в металлургических машинах / *Г.В. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1997. – Вып.2. – С.155-158.
9. *Артюх Г.В.* Предохранители на основе эластомеров // Защита металлургических машин от поломок / *Г.В. Артюх, В.Г. Артюх*. – Мариуполь, 2002. – Вып.6. – С.94-99.
10. *Артюх В.С.* Защита станов от перегруза / *В.С. Артюх* // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 1962. – №3. – С.29-36.
11. *Белодеденко С.В.* Выбор рациональных параметров разрушающихся элементов предохранительных устройств / *С.В. Белодеденко* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1997. – Вып.2. – С.106-112.
12. *Артюх В.Г.* Перспективы защиты прокатных станов Украины от аварийных поломок / *В.Г. Артюх, Г.В. Артюх, В.З. Мазай* // Металл и литье Украины. – 2000. – №3-4. – С.45-46.
13. *Седуш В.Я.* Определение допускаемых вибраций редукторов металлургических машин / *В.Я. Седуш, В.А. Сидоров, Е.В. Ошовская*

- // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1997. – Вып. 2. – С.151-154.
14. *Кравченко В.М.* Классификация критериев при определении технического состояния механизмов / *В.М. Кравченко, В.А. Сидоров* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 2005. – Вып.8. – С.31-35.
  15. *Кравченко В.М.* Изменение технического состояния механического оборудования / *В.М. Кравченко, В.А. Сидоров, А.В. Сидоров* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 2006. – Вып.9. – С.7-10.
  16. *Сатонин А.В.* Автоматическое проектирование основных конструктивных параметров механического оборудования листопрокатного производства / *А.В. Сатонин* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1999. – Вып.4. – С.60-62.
  17. *Артюх В.С.* Защита пилигримовых станов от перегруза / *В.С. Артюх* // Сталь. – 1969. – № 2. – С.33-36.
  18. *Гребеник В.М.* Оценка надежности механической защиты главной линии пильгерстана / *В.М. Гребеник., А.В. Гордиенко, В.К. Цанко* // Известия вузов. Черная металлургия. – 1973. – №2. – С.170-174.
  19. *Артюх В.С.* Об ударах гильзы в валки на пилигримовых станках / *В.С. Артюх, Г.В. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1997. – Вып.2. – С.146-150.
  20. *Артюх В.Г.* Анализ развития конструкций предохранительных шпинделей / *В.Г. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1997. – Вып.2. – С.91-105.
  21. *Артюх Г.В.* Амортизация нагрузок в металлургических машинах // Защита металлургических машин от поломок / *Г.В. Артюх.* – Мариуполь, 1999. – Вып.4. – С.160-165.
  22. *Артюх Г.В.* Амортизатор для рабочей клетки пильгерстана / *Г.В. Артюх, В.З. Мазай, В.Г. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1999. – Вып.4. – С.217-222.
  23. *Артюх Г.В.* К вопросу выбора конструкции энергоаккумулятора / *Г.В. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 2000. – Вып.5. – С.142-145.
  24. *Артюх В.Г.* К расчету предохранителя со срезными ребрами / *В.Г. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1997. – Вып.2. – С.113-117.
  25. *Артюх В.Г.* Экструзионные предохранительные устройства с заполнителем-эластомером / *В.Г. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1998. – Вып.3. – С.98-109.



26. *Артюх В.Г.* Кольцевые предохранители с продольными прорезями / *В.Г. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1999. – Вып.4. – С.132-144.
27. *Артюх Г.В.* Совершенствование предохранительных шпинделей / *Г.В. Артюх, В.Г. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 2000. – Вып.5. – С.85-90.
28. Пат. 2103085 Россия, МКИ В21В 35/14. Предохранительный шпиндель привода прокатной клетки / *Артюх Г.В., Артюх В.Г.* – заявл. 26.02.1996, опубл. 27.01.1998. – Бюл. №3.
29. *Артюх Г.В.* К вопросу защиты от поломок непрерывных широкополосных станов / *Г.В. Артюх, В.Г. Артюх, В.С. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1997. – Вып.2. – С.58-68.
30. *Артюх Г.В.* Энергоемкость полиуретановых амортизаторов / *Г.В. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1999. – Вып.4. – С.166-172.
31. Опыт эксплуатации и анализ конструкций предохранительных устройств / *В.Г. Артюх [и др.]* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1999. – Вып.4. – С.110-126.
32. *Артюх В.Г.* Выбор материала лицевого планка для подушек прокатных клетей / *В.Г. Артюх* // Металл и литье Украины. – 2005. – №7-8. – С.63-66.
33. *Артюх В.Г.* Предохранители с предварительно напряжёнными элементами / *В.Г. Артюх* // Удосконалення процесів та обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні: Тематичний збірник наукових праць. – Краматорськ – Слов'янськ, 2000. – С.391-395.
34. *Артюх Г.В.* Амортизация станинных роликов слябинга 1150 / *Г.В. Артюх, В.Г. Артюх, А.Н. Беляев* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 2002. – Вып.6. – С.132-136.
35. Перспективы замены муфт типа МЗ и МЗП / *В.Г. Артюх [и др.]* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 2002. – Вып.6. – С.129-131.
36. *Артюх Г.В.* Малогабаритные упругие элементы для металлургических машин / *Г.В. Артюх, В.Г. Артюх, А.Н. Беляев* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 2002. – Вып.6. – С.137-140.
37. Опыт эксплуатации ленточных амортизаторов для подшипников металлургических машин / *В.Н. Островский [и др.]* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1998. – Вып.3. – С.154-158.

38. Опыт эксплуатации амортизаторов сжатия с упругими элементами из полиуретанов / *Г.В. Артюх [и др.]* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1997. – Вып.2. – С. 173-179.
39. *Артюх В.Г.* Проблемы защиты тяжелых машин от поломок / *В.Г. Артюх* // *Металл и литье Украины*. – 2004. – №12. – С.36-39.
40. Амортизация динамических нагрузок в приводе подавателя заготовок / *Г.В. Артюх [и др.]* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1998. – Вып. 3. – С. 149-153.
41. *Артюх Г.В.* Характеристики пакетов тарельчатых пружин / *Г.В. Артюх, В.Г. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 2003. – Вып. 7. – С.142-148.
42. Нова конструкція поглинаючого апарату автозчепного пристрою рейкового транспортного засобу / *Г.В. Артюх [та ін.]* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 2005. – Вып. 8. – С.133-139.
43. *Артюх Г.В.* К вопросу выбора конструкции энергоаккумулятора / *Г.В. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 2000. – Вып.5. – С.142-145.
44. *Королев А.А.* Конструкция и расчет машин и механизмов прокатных станов / *А.А. Королев*. – М.: Металлургия, 1969. – 462с.
45. *Грудев А.П.* Теория прокатки / *А.П. Грудев*. – М.: Металлургия, 1988. – 240с.
46. *Артюх В.Г.* Особенности нагружения листовых прокатных станов // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 2005. – Вып. 8. – С.24-30.
47. *Артюх В.Г.* Перспективы применения полимеров для грузозахватных приспособлений / *В.Г. Артюх, Г.В. Артюх, А.А. Лафазан* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 2005. – Вып. 8. – С.159-161.
48. *Артюх Г.В.* Инженерные проблемы прочности металлургических машин / *Г.В. Артюх, В.Г. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 2003. – Вып. 7. – С.85-95.
49. *Артюх Г.В.* Функциональная прочность машин // Защита металлургических машин от поломок / *Г.В. Артюх, В.Г. Артюх*. – Мариуполь, 2005. – Вып. 8. – С.61-66.
50. *Орлов А.Н.* Прочность / *А.Н.Орлов* // БСЭ. – М., 1975. – 3-е изд. – Т. 21. – С.163-164.
51. *Степин П.А.* Сопротивление материалов / *П.А. Степин*. – М.: Высшая школа, 1988. – 367с.

52. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – К.: Наукова думка, 1988. – 736с.
53. Артюх Г.В. Несущая способность валов с пазами под тангенциальные шпонки / Г.В. Артюх, В.З. Мазай, В.В. Сушев // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1997. – Вып. 2. – С.219-222.
54. Артюх Г.В. Определение несущей способности тrefа валька прокатного стана / Г.В. Артюх, Б.А. Ободовский // Механическое оборудование металлургических заводов: сб. науч. тр. / ЖдМИ. – 1971. – Вып.16. – С.386-395.
55. Артюх Г.В. Определение предельной нагрузки для тrefового соединения / Г.В. Артюх, Б.А. Ободовский // Защита металлургических машин от поломок. – М., 1972. – Вып. 1. – С.257-269.
56. Вольмир А.С. Сопротивление материалов: учебник для вузов / А.С.Вольмир, Ю.П.Григорьев, А.И.Станкевич. – М.: Дрофа, 2007. – 591с.
57. Артюх В.Г. Повышение усталостной прочности разрушающихся элементов предохранителей / В.Г. Артюх // Вестник ПГТУ. – Мариуполь, 1996. – Вып. 2. – С.123-125.
58. Иванов М.Н. Детали машин: учеб. для студентов высш. техн. учеб. заведений / М.Н.Иванов. – 5-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 1991. – 383с.
59. Артюх В.Г. О точности срабатывания предохранителей для металлургических машин / В.Г. Артюх // Вестник ПГТУ. – Мариуполь, 1997. – Вып. 3. – С.106-110.
60. Вопросы усталостного разрушения сталей: сб. переводных статей / под ред. С.В.Серенсена. – М., Л.: Машгиз, 1957. – 151с.
61. Артюх В.С. Принцип выбора типа защиты прокатных станов от перегрузов и поломок / В.С. Артюх, Г.В. Артюх // Защита металлургических машин от поломок. – М., 1972. – Вып. 1. – С.30-52.
62. Жуковец А.П. Исследование условий нагружения срезаемых элементов / А.П. Жуковец // Проблемы прочности. – 1983. – №3. – С.48-50.
63. Жуковец А.П. Экспериментальное исследование процесса деформирования срезаемых элементов / А.П. Жуковец // Проблемы прочности. – 1985. – №3. – С.115-119.
64. Жуковец А.П. Исследование распорных усилий в срезных предохранительных муфтах прокатных станов / А.П. Жуковец // Металлургическое машиноведение и ремонт оборудования. – М., 1978. – Вып.7. – С.69-70.

65. *Артюх В.Г.* Испытания моделей трубчатых предохранительных шпинделей / *В.Г. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1999. – Вып. 4. – С.145-149.
66. *Ободовский Б.А.* Расчет элементов конструкций по предельным нагрузкам: учебное пособие / *Б.А. Ободовский, В.В. Сушев.* – М.: Высш. шк., 1972. – 80с.
67. *Артюх В.Г.* Выбор типа защиты для листовых станов трио / *В.Г. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1998. – Вып. 3. – С.18-24.
68. *Большаков В.И.* Результаты и новые задачи исследований нагрузок приводов клетей тонколистового стана 1680 горячей прокатки / *В.И. Большаков, В.П. Поздняков* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 2000. – Вып. 5. – С.27-33.
69. *Веренев В.В.* Моделирование взаимодействия линии главного привода и упругой системы клетки // Защита металлургических машин от поломок / *В.В. Веренев, В.И. Большаков, Н.И. Подобедов.* – Мариуполь, 2000. – Вып. 5. – С.34-42.
70. *Большаков В.И.* Особенности динамических нагрузок в главных линиях рабочих клетей стана 1700 / *В.И. Большаков, В.В. Буцукин* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1997. – Вып. 2. – С.25-32.
71. О профилактике повреждений подушек листовых прокатных станов / *В.Г. Артюх [и др.]* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 2006. – Вып. 9. – С.80-82.
72. *Роганов Л.Л.* Исследование энергетических возможностей некоторых материалов / *Л.Л. Роганов* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1999. – Вып.4. – С.173-175.
73. *Артюх Г.В.* К вопросу определения коэффициента Пуассона / *Г.В. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1998. – Вып.3. – С.177-184.
74. *Ищенко А.А.* Испытания новых клеев для соединения эластомеров с металлами / *А.А. Ищенко, Г.В. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1997. – Вып.2. – С.159-166.
75. Особенности механических характеристик современных эластомеров / *В.Г. Артюх [и др.]* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 2006. – Вып. 9. – С.131-136.
76. *Артюх Г.В.* Тарельчатые пружины в металлургическом оборудовании / *Г.В. Артюх, В.Г. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 2000. – Вып. 5. – С.146-149.

77. *Большаков В.И.* Испытания резинометаллических деталей металлургических машин / *В.И. Большаков* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1999. – Вып. 4. – С.114-123.
78. *Артюх Г.В.* Малогабаритные амортизаторы сжатия / *Г.В. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1999. – Вып. 4. – С.205-209.
79. *Ободовский Б.А.* Анализ существующих защитных устройств металлургических машин / *Б.А. Ободовский, А.П. Жуковец, Г.В. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – М., 1972. – Вып.1. – С.147-162.
80. Профилактическая замена срезных пальцев предохраняющих муфт трубопрокатных станов / *А.Ф. Крисанов [и др.]* // Сталь. – 1968. – №9. – С.824-825.
81. *Крисанов А.Ф.* Исследование предохранительного устройства кантователя блюминга / *А.Ф. Крисанов, Л.П. Фабрика, Т.М. Брежман* // Металлургическое машиноведение и ремонт оборудования. – М., 1979. – №8. – С.30-31.
82. *Артюх В.Г.* К вопросу выбора рабочей характеристики предохранительного устройства / *В.Г. Артюх* // Придніпровський науковий вісник: Машиностроение и технические науки. – 1997. – №35(46). – С.22-24.
83. *Артюх В.Г.* Расчёт экструзионного предохранительного устройства / *В.Г. Артюх* // V регион. науч. – техн. конф.: тез. докл. – Мариуполь, 1998. – Т. 2. – С.38.
84. *Пенкин Н.С.* Гуммированные детали машин / *Н.С. Пенкин*. – М.: Машиностроение, 1977. – 200с.
85. *Артюх В.Г.* Испытания непрерывносрезного предохранительного устройства // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1998. – Вып. 3. – С.112-126.
86. *Артюх В.Г.* Применение предварительно напряжённых пар в качестве предохранителей металлургических машин / *В.Г. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1997. – Вып. 2. – С.69-89.
87. *Артюх В.Г.* Предварительно напряжённая пара как элемент предохранительного устройства / *В.Г. Артюх* // Вестник ПГТУ. – Мариуполь, 1997. – Вып. 3. – С.120-123.
88. *Данилов В.К.* О напряжениях и деформациях в деталях затянутого болтового соединения / *В.К. Данилов* // Вестник машиностроения. – 1958. – №7. – С.41.
89. *Артюх В.Г.* Особенности предварительного напряжения расходуемых элементов предохранительных устройств / *В.Г. Артюх* //

- Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1998. – Вып. 3. – С.40-46.
90. *Артюх В.Г.* Распределение усилий в элементах предварительно напряжённой пары / *В.Г. Артюх* // IV регион. науч. – техн. конф.: Тез. докл. – Мариуполь, 1997. – Том 6. – С.24.
91. *Фейгин М.М.* Конструкция и расчет пружинных предохранителей кривошипных прессов / *М.М. Фейгин* // Кузнечно-штамповочное производство. – 1962. – №7. – С.33-36.
92. *Артюх В.Г.* Выбор предохранителя для рабочих клетей непрерывных групп / *В.Г. Артюх* // Теория и практика металлургии. – 2002. – №5-6. – С.83-88.
93. Анализ причин аварий оборудования листопркатных станов и меры по их предупреждению / *Крисанов А.Ф. [и др.]*. – М., 1985. – 36с. – (Черная металлургия: обзорная информация / Ин-т «Черметинформация»).
94. *Артюх Г.В.* Выбор величины выключающего момента для главной линии прокатного стана / *Г.В. Артюх, В.С. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1972. – Вып. 1. – С.87-100.
95. *Жуковец А.П.* Влияние конструктивных параметров муфты со срезными пальцами на постоянство её выключающего момента / *А.П. Жуковец* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1972. – Вып. 1. – С.147-162.
96. *Гребеник В.М.* Надежность металлургического оборудования (оценка эксплуатационной надежности и долговечности): справочник / *В.М. Гребеник, В.К. Цапко*. – М.: Металлургия, 1989. – 592с.
97. *Артюх В.Г.* О стабильности характеристик предварительно напряжённых устройств / *В.Г. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 2000. – Вып. 5. – С.98-104.
98. *Гребеник В.М.* Повышение надежности металлургического оборудования: справочник / *В.М. Гребеник, А.В. Гордиенко, В.К. Цапко*. – М.: Металлургия, 1988. – 688с.
99. Усталость и хрупкость металлических материалов / *В.С. Иванова [и др.]*. – М.: Наука, 1968. – 216с.
100. *Артюх В.Г.* Выбор основных конструктивных параметров предохранителя со срезной пластиной / *В.Г. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1997. – Вып. 2. – С.122-126.

101. *Артюх В.Г.* Расчёт и испытания предохранительного устройства со срезной пластиной / *В.Г. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1998. – Вып. 3. – С.92-97.
102. *Ефимов А.С.* Рациональная конструкция срезных шпилек предохранительных муфт / *А.С. Ефимов, Б.А. Морозов* // Труды ВНИИМЕТМАШ. – М., 1966. – №17. – С.169-174.
103. Повышение усталостной прочности расходуемых элементов предохранительных устройств / *В.Г. Артюх [и др.]* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 2000. – Вып. 5. – С.112-116.
104. *Артюх В.Г.* Аппроксимация диаграммы предельных амплитуд для разрушающихся элементов предохранителей / *В.Г. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1998. – Вып. 3. – С.55-64.
105. *Артюх Г.В.* Релаксометр для испытаний полиуретановых амортизаторов / *Г.В. Артюх [и др.]* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1998. – Вып. 3. – С.159-162.
106. *Артюх Г.В.* О стабильности характеристик амортизаторов с упругими элементами из полиуретанов / *Г.В. Артюх, В.А. Корчагин, Т.В. Корчагина* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1998. – Вып. 3. – С.163-167.
107. *Артюх В.Г.* Точность предохранителей для металлургических машин / *В.Г. Артюх.* – Мариуполь: ПГТУ, 2000. – 177с.

Приазовский государственный технический университет  
Механико-машиностроительный факультет  
Кафедра «Соппротивление материалов»

*представляют*

межвузовский тематический сборник научных трудов  
**«ЗАЩИТА МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ  
МАШИН ОТ ПОЛОМОК»**

В межвузовском ежегодном тематическом сборнике научных трудов публикуются материалы, содержащие наиболее существенные результаты научно-технических исследований, имеющие принципиальное научное значение, теоретическую и практическую значимость, ранее не публиковавшиеся, подготовленные на высоком научном уровне и являющиеся итогом исследований по следующим четырем разделам:

- 1. Теоретические основы защиты машин от поломок.**
- 2. Расчёт, проектирование и опыт эксплуатации предохранительных устройств.**
- 3. Амортизация ударных нагрузок в металлургических машинах.**
- 4. Увеличение несущей способности деталей и узлов металлургического оборудования.**

Публикации в сборнике бесплатны.

После выхода сборника в свет каждому автору один экземпляр высылается бесплатно.

С требованиями к оформлению статей можно ознакомиться в редколлегии. Они публикуются на 3-й странице обложки каждого выпуска сборника.

Полностью оформленные статьи и прилагаемые к ним материалы присылаются в редакцию сборника по адресу: *87500, Украина, Донецкая обл., г. Мариуполь, ул. Университетская, 7, Приазовский государственный технический университет, кафедра «Соппротивление материалов», к.164<sup>а</sup>. Тел. (0629) 44-65-49; 44-66-73; 44-69-73; 44-65-07.* Приём статей ведёт ответственный секретарь редколлегии сборника канд. техн. наук **Артюх Виктор Геннадиевич**.

E-mail: [artukh\\_v\\_g@pstu.edu](mailto:artukh_v_g@pstu.edu); [artiukh@mail.ru](mailto:artiukh@mail.ru)



Таблица 6.1.

## Энергоемкость УЭ амортизаторов (буферов)

Материал УЭ	Модуль продольной упругости E, МПа	Предельное напряжение $\sigma_*$ , МПа	Удельная энергоёмкость материала		Вид деформации УЭ	Коэффициент качества напряжённого состояния	Удельная энергоёмкость УЭ	
			на единицу объёма $\frac{\sigma_*^2}{E}, \frac{МДж}{м^3}$	на единицу веса $\frac{\sigma_*^2}{E \cdot \rho} \cdot 10^{-3} \frac{МДж}{кг}$			на единицу объёма $\alpha \frac{\sigma_*^2}{E}, \frac{МДж}{м^3}$	на единицу веса $\alpha \frac{\sigma_*^2}{E \cdot \rho} \cdot 10^{-3} \frac{МДж}{кг}$
Пружинная сталь 60С2	$2,0 \times 10^5$	1200	7,20	0,923	Кручение	0,250	1,800	0,231
					Изгиб	0,055	0,396	0,051
Полиуретан СКУ-ПФЛ-70, adipren L-100	30	9,0	2,70	2,450	Сжатие	0,500	1,350	1,230
Полиуретан СКУ-ПФЛ-100, adipren L-167	60	18,0	5,40	4,900	Сжатие	0,500	<b>2,700</b>	<b>2,450</b>
RC DUR 204 KE 9502	45	13,5	3,60	3,300	Сжатие	0,500	1,650	1,500
Desmopan 192	45	12,0	2,20	2,000	Сжатие	0,500	1,000	0,900
Desmopan 150	130	26,0	5,20	4,700	Сжатие	0,500	<b>2,600</b>	<b>2,360</b>

Таблица 7.1.

## Требуемые коэффициенты запаса для различных ПУ

Тип ПУ	$K_{техн}^+$	$K_c^-$	$K_t^-$	$K_1 = K_{техн}^+ \times$ $\times K_c^- \cdot K_t^-$	$K_c^+$	$K_t^+$	$K_\theta^-$	$K_2 = K_c^+ \times$ $\times K_t^+ \cdot K_\theta^-$	$K = K_1 \cdot K_2$
1. Брехшпindelь	1,10	1,10-1,30	1,50-4,00	1,80-5,70	1,10-1,30	1,00	1,10	1,20-1,45	2,20-8,30
2. ПУ со срезными пальцами с канавками	1,10	1,07-1,25	1,40-3,00	1,65-4,10	1,07-1,25	1,00	1,10	1,20-1,40	2,00-5,70
3. ПУ со срезными пальцами без канавок	1,10	1,05-1,10	1,05-1,50	1,20-1,80	1,05-1,10	1,00	1,10	1,15-1,20	1,40-2,20
4. ПУ со срезной пластиной	1,10	1,05-1,10	1,05-1,40	1,20-1,70	1,05-1,10	1,00	1,10	1,15-1,20	1,40-2,00
5. Непрерывносрезные ПУ	1,10	1,10-1,20	1,05-1,10	1,25-1,45	1,10-1,20	1,00	1,10	1,20-1,45	1,50-2,10
6. ПН ПУ с РЭ*	1,10	1,00-1,05	1,00-1,05	1,10-1,20	1,00-1,25	1,00	1,10	1,10-1,35	<b>1,20-1,60</b>
7. Экструзионные ПУ	1,10	1,10-1,30	1,05-1,10	1,30-1,60	1,10-1,30	1,10-1,15	1,10	1,30-1,60	1,70-2,60
8. ПУ втулочные (изгибаемые)	1,10	1,05-1,10	1,10-1,50	1,30-1,80	1,05-1,10	1,00	1,10	1,15-1,20	1,50-2,20
9. ПУ втулочные (сжимаемые)	1,10	1,05-1,10	1,05-1,20	1,20-1,45	1,05-1,10	1,00	1,10	1,15-1,20	<b>1,40-1,75</b>

\*При контроле усилия затяжки по силоизмерителю прессы и при стальных УЭ