

Пристром В.А., канд. техн. наук, **Коваль А.Н.**, канд. техн. наук,
Соломенцев К.А., канд. техн. наук, **Трибухин В.А.**, канд. техн. наук, **Вишневский В.М.**
(НИИГМ им. М.М. Федорова), **Яшаров А.М.** (Донгипроуглемаш),
Серокуров И.А., **Фаслер А.В.** (НИИГМ им. М.М. Федорова)

О ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДВЕСНЫХ УСТРОЙСТВ ТИПА УПБ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ СОСУДОВ МНОГОКАНАТНОГО ПОДЪЕМА

Розглянуті основні причини руйнування підвісних пристроїв підйомних посудин і противаг шахтного підйому. Надані рекомендації проектним установам по удосконаленню підвісних пристроїв. Зазначені шляхи забезпечення безаварійної роботи підвісних пристроїв підйомних посудин і противаг.

Рассмотрены основные причины разрушения подвесных устройств подъемных сосудов и противовесов шахтного подъема. Даны рекомендации проектным организациям по совершенствованию подвесных устройств. Намечены пути обеспечения безаварийной работы подвесных устройств подъемных сосудов и противовесов.

Examined the main reasons of the damage of the hoisting installations of the hoisting vessels and counter-balance. Also clarified the main reasons of the accidents with hoisting units. Suggested recommendations for the project organizations concerning the improvement of the hoisting units. Marked the ways of increase of the un accidental work of the hoisting devices of the hoisting vessels and counterbalance.

КС: шахтныя падъемныя посуды, падвесныя ўстройства, догавечнасць, разрушэнне дэталей, усталасная прачнасць, узел крэплення коўша, надзейнасць.

Постановка проблемы и ее связь с научными и практическими задачами.

Безаварийность работы шахтных подъемных установок обеспечивается высокой надежностью и прочностью подвесных устройств подъемных сосудов, для обеспечения которых необходимо выявить причины, вызывающие преждевременное их разрушение. Наибольшее количество аварий, связанных с разрушением деталей подвесных устройств, приходится на долю подвесных устройств типа УПБ клетей, скипов и противовесов многоканатных подъемных установок.

Последствия произошедших аварий привели к значительным материальным затратам.

Цель работы – провести анализ причин разрушения подвесных устройств, срок службы которых еще не достиг нормативного, и указать пути своевременного выявления и устранения причин разрушения в процессе изготовления и эксплуатации подвесных устройств.

Изложение основного материала. Как известно, подвесное устройство предназначено для присоединения головных канатов к шахтным подъемным сосудам (клетям, скипам, противовесам, бадьям) и состоит [1] из прицепного устройства (коуша) и элементов конструкции подвески, с помощью которых оно сцепляется с неразборной грузонесущей конструкцией (подъемным сосудом, противовесом).

Многолетний опыт эксплуатации подвесных и прицепных устройств подъемных сосудов вертикальных подъемных установок угольных шахт не давал повода усомниться в надежности данных устройств и причастности их к возникновению аварий на подъемных комплексах по причине внезапного разрушения элементов конструкции этих устройств.

Следует отметить, что надежность работы этих изделий в значительной мере была обеспечена жесткими требованиями к сроку их эксплуатации. Так, в частности, во всех редакциях

Правил безопасности в угольных шахтах, действовавших до 1972 г. включительно, однозначно декларировалось требование, что на всех эксплуатационных шахтах назначенный срок службы должен быть 5 лет. Аналогичное требование также нашло отражение в – ГОСТ 15851-70 «Устройства подвесные для шахтных клетей. Технические условия», которые серийно изготавливались Ясногорским машзаводом по чертежам Донгипроуглемаша (подвесные устройства типа ПУМ с рычажно-клиновым коушем типа КРГ).

Учитывая высокие требования, предъявляемые к надежности подвесных устройств, в МакНИИ был разработан, а в 1968 г. Минуглепромом СССР утвержден нормативный документ «Нормы и рекомендации на проектирование подвесных устройств для вертикальных подъемных установок и методика испытаний подвесных устройств сосудов для подъемных установок вертикальных шахт» [2].

Данный документ, положенный в основу выпущенных ранее и действующих ныне Правил безопасности, способствовал созданию достаточно надежных конструкций подвесных устройств и позволил обеспечить дальнейшее их совершенствование. В нем заложены нормы и требования, правильность которых доказана многолетним опытом эксплуатации этих устройств. Основные из них следующие:

- подвесное устройство должно быть **доступно для осмотров**, периодической проверки состояния каната на участке запанцировки и текущего ремонта;
- подвесное устройство должно представлять собой подвижную конструкцию, позволяющую отклонение прицепного устройства от его вертикальной оси при движении подъемного сосуда по стволу;
- в качестве прицепных устройств для головных канатов было рекомендовано применение клиновых коушей с односторонним зажатием каната;
- клеть для людских и грузоподъемных одноканатных подъемов должна иметь **двойную независимую** подвеску, каждый из элементов которой изготавливается с 13-кратным запасом прочности по отношению к максимальной концевой нагрузке;
- подвесные устройства противовесов людских и грузоподъемных одноканатных подъемов могут иметь одну подвеску, изготовленную с 10-кратным запасом прочности по отношению к максимальной концевой нагрузке;
- подвесное устройство **грузового одноканатного** подъема должно изготавливаться с 10-кратным запасом прочности по отношению к максимальной статической нагрузке.

В соответствии с основными положениями данного документа и результатами обобщения многолетнего опыта эксплуатации подвесных устройств в различных бассейнах бывшим Министерством угольной промышленности СССР в 1984 г. была разработана и утверждена очередная редакция стандарта «Устройства подвесные для шахтных клетей. Технические условия» (ГОСТ 15851 – 84). В этом документе указаны марки сталей, из которых должны изготавливаться детали подвесных устройств; внесено требование об установке в деталях шарнирных соединений сменных втулок и предусмотрены места для смазки деталей шарнирных узлов. Указано, что элементы шарнирных соединений должны свободно вращаться без заеданий и заклиниваний; детали подвесных устройств не должны иметь трещин и остаточных деформаций. Впервые для угольных и сланцевых шахт пересмотрено изменение срока их службы в сторону увеличения (с 5 лет до 7 лет).

Конструкция подвесных устройств типа ПУМ [1] с рычажно-клиновым коушем КРГ оказалась более удачной по сравнению с грушевидными коушами, позволившей уменьшить общую длину подвесного устройства и высоту копра, сократить расход каната за счет уменьшения числа его перепанцировок. Шарнирное соединение подвесного устройства обеспечивает его отклонение в двух направлениях – по клетке в плане.

Подвесные устройства для грузовых подъемных сосудов конструктивно более просты. Состоят они из прицепного устройства и переходных звеньев. Конструктивной простотой

отличаются также безуровнительные подвесные устройства подъемных скипов, клетей и противовесов многоканатного подъема.

В середине 70-х годов Ясногорским машзаводом ежегодно выпускалось около 500 комплектов подвесных устройств типа ПУМ для оснащения клетевых одноканатных подъемных установок.

В 1975-76 гг. НИИГМ им. М.М. Федорова и Донгипроуглемашем (ДГУМ) было проведено обследование технического состояния подвесных устройств типа ПУМ, находящихся в эксплуатации менее 5 лет. Результаты обследования позволили выявить ряд конструктивных и эксплуатационных недостатков этих наиболее широко применяемых в то время типов подвесных устройств для клетей одноканатного вертикального подъема.

Однако, несмотря на эксплуатационные преимущества рычажно-клиновых коушей КРГ над грушевидными коушами, их конструкция имеет ряд следующих особенностей.

1. Применение коушей КРГ приводит к быстрому усталостному разрушению проволок прядевых канатов в месте входа их в жесткие клинья, хотя в целом канат еще остается вполне работоспособным [1]. Нарастание усталостных повреждений проволок обусловлено возникновением у входа в коуш высоких контактных и изгибающих напряжений, а также концентрацией напряжений из-за резкого изменения напряженно-деформированного состояния гибкого элемента (каната), сопрягаемого с сосредоточенной жесткой массой (корпус коуша).
2. Работа рычажно-клиновых коушей КРГ зависит от тщательности и точности изготовления, чистоты и состояния смазки поверхностей элементов кинематических пар. Однако в условиях длительного пребывания их в атмосфере шахтного ствола неоднократно происходили проскальзывание головного каната в коуше и зависание подъемного сосуда на предохранительном крестообразном зажиме, что приводило к созданию крайне аварийной ситуации.
3. Происходит интенсивный механический износ элементов шарнирных узлов подвесных устройств типа ПУМ. Суммарная величина износа валиков и отверстий стоек, серег и др. деталей внешней подвески достигала 5 мм и более, что примерно в два раза превышает установленную норму.

Элементы шарнирных соединений центральной подвески изнашиваются менее интенсивно, что объясняется меньшей загруженностью деталей данной подвески.

Общий вид изношенных валиков внешней подвески представлен на рис. 1.



Рис. 1. Общий вид изношенных валиков шарниров подвесных устройств

4. Характерны износ деталей шарнирных узлов, повреждение металлических деталей, которые возникают в местах их контакта при нагрузке и наличии весьма малого взаимного перемещения (фреттинг-коррозия). Возникающие при фреттинг-коррозии зоны поврежденности имеют много признаков, присущих усталостному разрушению металла. Анализ свидетельствует о сложности взаимосвязи ряда факторов, определяющих это явление, и совместном влиянии различных физико-химических процессов. На участках поверхностей, поврежденных фреттинг-коррозией, протекают абразивные разрушения, усталостные процессы, схватывание, сопровождающиеся окислением поверхностей трения (усталостно-коррозионные процессы). Причем, в зависимости от условий нагружения, свойств материалов

и окружающей среды один из перечисленных процессов является преимущественным и оказывает существенное влияние на долговечность работы соединения.

Во многих случаях влияние конструктивных факторов сказывается на износе детали в большей степени, чем влияние закономерностей изнашивания материалов.

5. Результаты обследования также показали, что шарниры подвесных устройств, которые в процессе эксплуатации систематически смазываются, изнашиваются в меньшей степени, чем несмазанные.
6. Конструктивное исполнение шарнирных соединений подвесных устройств, в частности, соотношение площадей соприкасающихся поверхностей, необоснованный выбор контактирующих материалов способствуют тому, что под действием высоких удельных нагрузок в поверхностных слоях пар трения протекает интенсивная пластическая деформация, которая способствует схватыванию ювенильных участков поверхности. Под действием переменных нагрузок (пуск и торможение машины, загрузка и разгрузка сосуда, колебания сосуда, вызванные воздействием армировки ствола на сосуд) происходит разрушение узлов вследствие схватывания поверхностей, что приводит к глубоким вырывам металла и налипанию одного металла на другой. Вырывы и наросты становятся концентраторами напряжений, снижающими долговечность работы соединения.

Отсутствие нормального скольжения деталей пары трения является исходным условием образования фреттинг-коррозии, и шарнир перестает выполнять свои функции по обеспечению подвижности элементов конструкции подвесного устройства.

7. Защитное антикоррозионное покрытие деталей подвесных устройств в виде эмалевого покрытия является недолговечным. Ни на одном из обследованных подвесных устройств не осталось даже следов этого покрытия.
8. По результатам обследования не было зафиксировано ни одного случая разрушения деталей по причине усталости металла. Это можно объяснить тем, что вследствие износа элементов шарнирных узлов удалось избежать их заклинивания, и реальная схема конструкции подвесного устройства типа ПУМ стала соответствовать проектной, т.е. она стала подвижной, что позволило свести к минимуму напряжения изгиба несущих деталей данного устройства [2], а также свести напряжения в их деталях (тяги, проушины и т.д.) к расчетным (т.е. чистое растяжение).
9. Исследование процессов фреттинг-коррозии [3], обуславливающих интенсивный износ сопрягаемых элементов шарнирных узлов, показывает, что зависимость износа от удельной нагрузки имеет закономерный для всех материалов характер: для большинства металлов износ интенсивно растет до нагрузки порядка 800 кг/см^2 , а затем уменьшается (при постоянной амплитуде скольжения). Это свидетельствует о том, что с изменением нагрузки происходит смена ряда процессов при фреттинг-коррозии.

Очевидно, что при удельных нагрузках, соответствующих восходящим ветвям характеристик зависимости износа от удельной нагрузки, протекают наиболее типичные для фреттинг-коррозии процессы, когда окислительная среда относительно легко влияет на зону трения. Именно в этом диапазоне нагрузок и работают шарниры подвесных устройств, где удельная нагрузка изменяется в пределах $300\text{-}500 \text{ кг/см}^2$.

Снижение износа при нагрузках выше критических связано со снижением влияния окислительной среды в зоне контакта, что приводит к интенсификации процессов схватывания и взаимному переносу металла.

10. Учитывая большую роль коррозионных процессов в разрушении металла при фреттинг-коррозии, представляют интерес результаты исследований Райта [4], который получил зависимость изменения максимальной глубины поврежденных поверхностей деталей и объема продуктов износа от влажности для различных пар трения. Автором установлено, что при трении стали по стали глубина язв и объем продуктов разрушения поверхности вначале

снижается при увеличении влажности до 45%, а при дальнейшем росте влажности до 100% глубина язв не изменяется, а объем этих продуктов несколько возрастает.

Результаты исследований Райта свидетельствуют, что для шарнирной пары при сочетании материалов «хром–сталь» с увеличением влажности от 0 до 100% наблюдается прогрессирующее уменьшение износа и глубины язв. В то же время гальваническое покрытие создает растягивающие напряжения на поверхности детали, что снижает ее усталостную прочность.

11. В 1976 г. было обследовано 32 шарнира 14 клеток, оборудованных подвесными устройствами типа ПУМ-2, ПУМ-3, ПУМ-4 и ПУМ-5. Обследование заключалось в разборке соединений, измерении параметров посадочных отверстий под валики в двух взаимно перпендикулярных плоскостях и диаметров валиков в нескольких сечениях по длине рабочей части.

Обследовались шарниры крепления устройства к подъемному сосуду (1 и 2, рис. 2), крепление серег к внешним стойкам (3 и 4), крепления серег к балке подъемного сосуда (5 и 6), а также шарниры крепления траверсы к тросам (7, 8, 9, 10). Анализ результатов обследования износов шарниров показал, что интенсивность изнашивания находится в среднем в пределах 0,1 мм в месяц, а величина диаметрального зазора к концу допустимого срока эксплуатации (5 лет) достигает 4,5 мм. При таком темпе роста диаметрального зазора в шарнирах подвесных устройств типа ПУМ для существующей конструкции вести речь об увеличении срока службы их свыше 5 лет является мерой преждевременной и необоснованной.

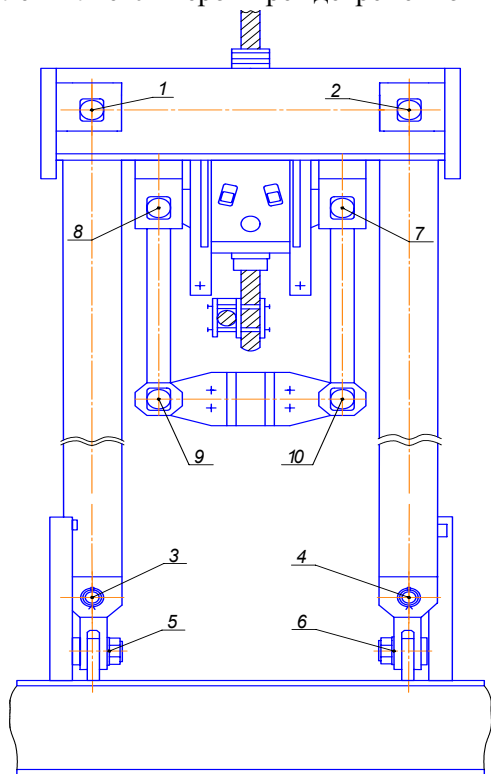


Рис. 2. Подвесное устройство ПУМ с рычажно-клиновым коушем КРГ

12. Выбор материалов при конструировании узлов трения представляет собой достаточно сложную задачу, хотя практика машиностроения располагает значительным опытом в этой области. Выбор зависит от конструкции и назначения узла трения, технологии производства, условий эксплуатации, требований общей прочности деталей узлов, сроков их службы и надежности, стоимости материала и его дефицитности, расходов на изготовление деталей из данного материала и эксплуатационных расходов. Выбор материала по техническим условиям или стандарту, содержащему характеристики механических свойств и химического состава, не гарантирует стабильности характеристик деталей в одинаковых условиях эксплуатации. Известно, что при одинаковом химическом составе и одинаковых механических свойствах материал может значительно отличаться по износостойкости, что связано с некоторыми различиями в структуре металла деталей шарнира. Только на основании тщательного сопоставления условий работы трущихся деталей, исходных свойств материалов и тех изменений, какие они претерпевают на поверхности трения, а также учитывая другие факторы, можно подобрать в

каждом отдельном случае наиболее подходящие материалы пар трения.

В работе [5] сформулированы некоторые общие правила выбора материалов для пар трения, а именно:

а) рекомендуется сочетать твердый материал с мягким, имеющим температуру рекристаллизации ниже средней температуры поверхности трения. Пластичный материал, не наклепываясь при работе и имея наибольшую температуру на поверхности трения, обладает положительным градиентом механических свойств по глубине. Такое сочетание материалов хорошо противостоит заеданию и характеризуется высокой надежностью;

б) рекомендуется сочетать твердый металл с твердым (сочетание пар из азотированной, хромированной или закаленной сталей). Такие трущиеся пары обладают высокой износостойкостью вследствие малого взаимного внедрения их поверхностей. Нанесение приработочных покрытий повышает надежность пар в наиболее опасный период во время приработки. Высокая точность изготовления и сборки, достаточная жесткость конструкции, тщательная приработка, улучшение условий смазки значительно расширяют области применения твердых пар трения;

в) следует избегать сочетаний мягкого металла с мягким, а также пар из одноименных материалов, в частности, из незакаленной стали. Такие пары имеют низкую износостойкость и ненадежны в работе, при незначительных перегрузках в таких парах образуются очаги схватывания, и происходит глубинное вырывание металла с их взаимным налипанием на поверхности трения;

г) в труднодоступных для смазывания узлах рекомендуется применять металлокерамические материалы и антифрикционные сплавы.

Из анализа этих рекомендации следует вывод, что в конструкциях подвесных устройств типа ПУМ не соблюдена рекомендация (в), так как во всех шарнирах парой трения служат одинаковые материалы – незакаленная сталь без каких-либо защитных покрытий.

Расчетная схема серег и проушин с точки зрения напряженного состояния имеет много общего с расчетной схемой толстостенного цилиндра [6], подверженного внутреннему P_1 и наружному P_2 давлениям (рис. 3). При равномерно распределенном давлении по длине цилиндра в любой точке его с координатами r имеет место напряженное состояние, главные нормальные напряжения которого определяются по формулам Ляме [7].

Принимая давление равномерно распределенным и воспользовавшись формулой Ляме, получена расчетная формула для определения нормального окружного напряжения в проушине по контуру t

$$\sigma_t = \frac{P(r_1^2 + r_2^2)}{2r_1 t(r_2^2 - r_1^2)}, \quad (1)$$

где P – усилие, растягивающие проушину, Н; r_1 – внутренний радиус отверстия, см; r_2 – внешний радиус проушины, см; t – толщина проушины, см.

Размеры проушины на растяжение проверяются по формуле (1). Кроме того, делается проверка на смятие по формуле

$$\sigma = \frac{P}{(H - d) \cdot t} \leq [\sigma_{см}], \quad (2)$$

где d – диаметр отверстия; H – ширина проушины.

Дальнейшие экспериментальные исследования напряженного состояния подвесных устройств показали, что формулы Ляме являются только первым приближением к опытным данным, т.к. их расчетные схемы слабо учитывают форму проушин, их жесткость и характер распределения нагрузки. Соответствующие экспериментальные исследования были проведены на разрывных машинах отделом прочности Донгипроуглемаша (ДГУМ) в 1970 г. [8], результаты которых легли в основу «Методики расчета и рационального соотношения параметров элементов шарнирных соединений» [9]. В этом документе изложены рекомендации по выбору рациональных

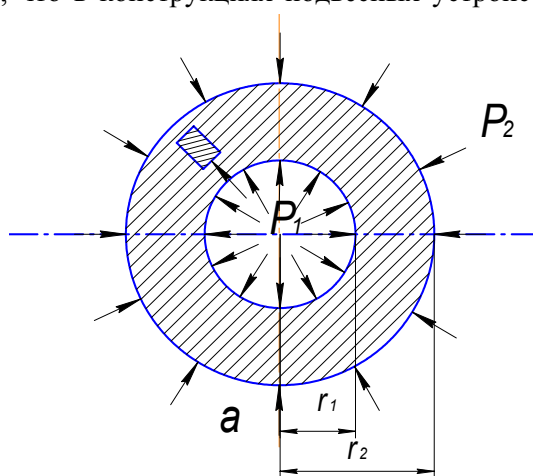


Рис. 3. Схема расчета напряжений

соотношений размеров проушин и осей различных конструкций из различных марок сталей, которые подтверждены соответствующими экспериментами.

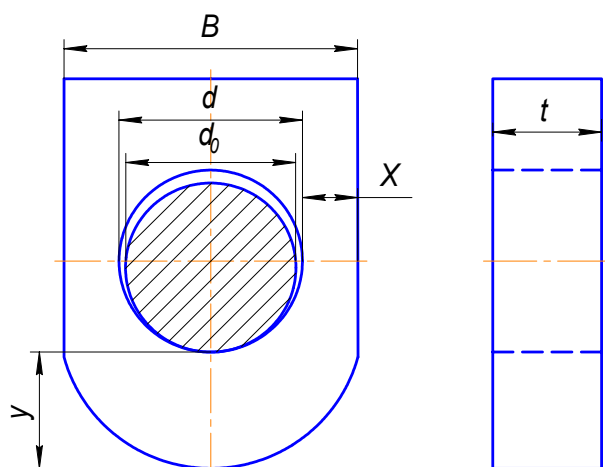


Рис. 4. Геометрические размеры проушины

С учетом изложенного выше расчет проушин на максимальную статическую прочность производился на простое растяжение с введением поправочного коэффициента k , полученного на основании результатов исследований на разрыв проушин разных форм из разных материалов. Статическое напряжение растяжения $\sigma_{ст}$ определялось по формуле

$$\sigma_{ст} = \frac{P}{(B - d) \cdot t \cdot k}, \quad (3)$$

где k – опытный поправочный коэффициент, равный отношению разрушающего напряжения $\sigma_{разр.}$ к пределу прочности материала проушины, зависящий от соотношения размеров проушины и определяемый по приближенной зависимости (4) и (5):

- для одинарной проушины

$$k = 0,56 + 0,46 \frac{y}{x} - 0,1 \frac{B}{d} \leq 1; \quad (4)$$

- для проушины вилки

$$k = 0,5 + 0,46 \frac{y}{x} - 0,1 \frac{B}{d} \leq 1. \quad (5)$$

Следует отметить, что в проушинах и серьгах подвесных устройств усилие концентрируется в сравнительно малой зоне вокруг валика, поэтому в этих деталях возникают значительные местные напряжения. Кроме того, сравнительно большое отверстие под валик сильно влияет на распределение напряжений в самой проушине.

Наиболее полные сведения о напряженном состоянии проушины получены Донгипроуглемашем с использованием поляризационно-оптического метода. Результаты исследований показывают, что основными факторами являются геометрические соотношения $\frac{d}{B}$,

$e = \frac{y}{x}$ и зазор $(d - d_0)$ между валиком и отверстием проушины.

Установлено также, что расчет напряжений по формулам сопромата (в том числе и по формулам Ляме) значительно недооценивает величину наибольших напряжений. Например, при $\frac{H}{d} = 2$, $e = 1$, без зазора напряжения по Ляме составляют только 30% от фактически максимальных.

На основании полученных экспериментальных данных (работы Донгипроуглемаша) расчет проушин следует производить по формулам:

- на контуре в точке «С»

$$\sigma = k \cdot \frac{P}{(H - d) \cdot t} \leq \sigma_{пр.}; \quad (6)$$

- в точке «О»

$$\sigma_{\tau} = k \cdot \frac{2Pr_1^2}{t \cdot d(r_2^2 - r_1^2)} \leq \sigma_{np}; \quad (7)$$

- в точке «А»

$$\sigma_{\tau} = k_1 \frac{P}{t \cdot d} \cdot \frac{(r_1^2 + r_2^2)}{(r_2^2 - r_1^2)} \leq \sigma_{np}; \quad (8)$$

$$\sigma_{\tau} = k_2 \frac{P}{t \cdot d} \leq \sigma_{np}, \quad (9)$$

где Н, d, t, r₁, r₂ – размеры проушины; σ_{см} – предел прочности по смятию; k – поправочный коэффициент; σ_{np} – предел пропорциональности.

В проушинах, как и в кривых брусках, напряжения на внутренних волокнах больше, чем на наружных, и уменьшаются по мере приближения к нейтральной оси. В связи с этим ограничимся расчетом напряжений в точке А и С. Исходные данные для расчета сведены в табл. 1.

Таблица 1.

Тяги подвесного устройства типа ПУМ

Обозначения тяги	Размеры, мм						
	d	H	X	Y	r	R	t
ПУМ1.002	40	100	30	30	20	50	10
ПУМ2.002	45	110	32,5	32,5	22,5	55	14
ПУМ3.002	55	130	37,5	37,5	27,5	65	16
ПУМ4.002	65	150	42,5	42,5	32,5	75	20
ПУМ5.002	75	160	42,5	42,5	37,5	80	24

Материал тяг: сталь 45; σ_в = 8000 кг/см² – предел прочности.

По формулам (6) и (9) определены максимальные напряжения в наиболее опасных сечениях, результаты сведены в табл. 2.

Таблица 2.

Максимальные напряжения в наиболее опасных сечениях для ПУМ

Обозначения	Параметры	
	σ _А , кг/см ²	σ _С , кг/см ²
ПУМ1.002	- 406	783
ПУМ2.002	- 292	748
ПУМ3.002	- 219	822
ПУМ4.002	- 191	882
ПУМ5.002	- 121	1020

Минимальные запасы прочности (считая, что ось приложенной нагрузки приходит через точку С) занесены в табл. 3.

Таблица 4.

Минимальные запасы прочности

Обозначения	Минимальный запас прочности n _{min}	
	По напряжениям	По Ляме
ПУМ1.002	10,2	15,2
ПУМ2.002	10,7	16,3
ПУМ3.002	9,73	16,2
ПУМ4.002	9,07	15,7
ПУМ5.002	7,87	15,5

Из результатов следует, что запасы прочности проушин для всех типоразмеров подвесных устройств типа ПУМ не только меньше запасов прочности при использовании формулы Ляме, но и недопустимы согласно требованиям ПБ. Если учесть, что эти детали в процессе эксплуатации

подвержены дополнительно механическому и коррозионному износам, то ситуация оказывается еще более опасной.

В связи с этим в Донгипроуглемаше, ИГМ им. М.М. Федорова и МакНИИ были начаты работы по созданию более совершенных конструкций подвесных устройств для подъемных сосудов одноканатного и многоканатного подъемов, лишенных отмеченных недостатков.

Результатом проведенных работ явилась разработка ряда нормативных документов, в которых изложены технические требования к подвесным устройствам подъемных сосудов и противовесов одноканатного и многоканатного подъемов:

1. Для присоединения головных канатов к шахтным клетям вертикального одноканатного подъема типа УП – ГОСТ 15851 – 84 «Устройства подвесные для шахтных клеток. Технические условия»

2. Для присоединения головных канатов к скипам вертикального одноканатного подъема – ТУ 12.0174069.024 – 87 (УПС).

3. Для присоединения головных канатов к подъемным сосудам (скипы или клетки) и противовесам грузовых и грузоподъемных установок с числом головных канатов не более четырех – ТУ 12.44.1124 -85 (УПБ).

Суть этих требований сводится к следующему.

1. Необходимо применение клиновых коушей типа КД двустороннего зажатия в качестве прицепных устройств, обладающих по сравнению с рычажно-клиновым коушем КРГ целым рядом преимуществ:

- повышена надежность удержания головного каната за счет двухстороннего зажатия;
- обеспечены наилучшие условия работы каната в запанцировке.

2. Необходимо использование безуровневой схемы подвесного устройства сосудов многоканатного подъема, позволившей отказаться от применения сложных и дорогостоящих систем выравнивания натяжений канатов.

3. Необходимы контроль за равномерностью распределения нагрузок между канатами многоканатных машин и регулирование их путем перепанцировки непосредственно в коушах. При этом одновременно достигается периодическая (по мере вытяжки канатов) смена участка каната, находящегося в запанцировке, что способствует увеличению его срока службы.

4. Необходимо введение в конструкцию шарнира устройства для смазки контактирующих поверхностей, благодаря чему появляется возможность шарниру свободно проворачиваться без заеданий и заклиниваний.

5. Использование в шарнирах сменных втулок повышает ремонтпригодность подвесных устройств, надежность и безопасность их эксплуатации.

6. Требование о том, что детали подвесных устройств не должны иметь трещин, является основанием для разработки более совершенных средств и методов неразрушающего контроля данных устройств.

7. Требование о необходимости защиты от коррозии наружных поверхностей подвесных устройств с помощью эмалевых покрытий позволит повысить дефектоскопическую технологичность деталей данных изделий и соответственно повысить надежность и достоверность результатов неразрушающего контроля, сохранить необходимый запас прочности несущих деталей, который монотонно уменьшается вследствие агрессивного воздействия атмосферы шахтного ствола на металлические конструкции подвесного устройства.

8. Указанный в ГОСТ 15851-84 перечень марок сталей, из которых должны изготавливаться детали подвесных устройств, следует считать рекомендательным, так как он был введен в действие еще в 1984 году. За истекший период времени металлургической промышленностью освоен выпуск ряда новых марок сталей с улучшенными механическими характеристиками относительно пределов прочности σ_b и предела выносливости σ_{-1} . Так, например, согласно ГОСТ 15851-84 марка стали, применяемая для изготовления таких ответственных деталей, как валики, серьги и тяги, должна быть Ст. 40Х (по ГОСТ 4543-71),

имеющая предел прочности $\sigma_b = 655$ МПа, а предел усталости $\sigma_{-1} = 490$ МПа. В настоящее время в машиностроении (в том числе и горном) для изготовления ответственных деталей машин широко используется сталь других марок, в частности, сталь 40ХН, имеющая механические характеристики $\sigma_b = 910$ МПа и $\sigma_{-1} = 710$ МПа, а также сталь марки 40ХН2МА, имеющая показатели $\sigma_b = 1010$ МПа и $\sigma_{-1} = 830$ МПа. Предел прочности σ_b стали 40ХН примерно в 1,4 раза выше σ_b стали 40Х, соответственно предел выносливости σ_{-1} 40ХН в 1,45 раз выше, чем стали 40Х. Еще более ощутимая разница аналогичных параметров имеет место для стали 40ХН2МА, относительно σ_b эти цифры составили соответственно 1,54, а относительно σ_{-1} это отношение составляет 1,69.

Следовательно, на сегодняшний день имеется реальная возможность повысить надежность подвесных устройств любых типов за счет замены применяемой марки стали на сталь с более высокими прочностными качествами (σ_b , σ_{-1} , σ_T).

Выше отмечалось, что за весь период эксплуатации подвесных устройств с грушевидными коушами и рычажно-клиновыми регулируемыи коушами типа КРГ аварий, связанных с разрушением деталей подвесных устройств в пределах нормативного срока службы (5 лет), зарегистрировано не было. Это обстоятельство явилось основанием для постановки вопроса об изыскании возможности увеличения срока службы для подвесных устройств свыше 5 лет.

В редакции ПБ, утвержденной Минуглепромом СССР и Госгортехнадзором СССР в 1986 г., впервые официально допущена возможность продления срока службы подвесных и прицепных устройств для эксплуатации подъемных установок на 2 года на основании решения специальной комиссии под руководством главного механика шахты по результатам инструментальной проверки с применением методов неразрушающего контроля. Такая формулировка была принята на основании результатов длительных исследований, проведенных НИИГМ им. М.М. Федорова, МакНИИ, Базовой изотопной лабораторией МУП УССР, Донгипроуглемашем и нашедших отражение в РТМ 07.01.009-78 «Временная методика проведения дефектоскопии элементов подвесных устройств при эксплуатации и капитальном ремонте», утвержденной директивным письмом №Д-74 МУП СССР. С выходом этого документа на предприятиях МУП СССР были созданы специализированные службы, призванные обеспечить проведение дефектоскопии прицепных и подвесных устройств с использованием средств и методов неразрушающего контроля.

По мере накопления опыта проведения данных работ на шахтах и при отсутствии случаев разрушения подвесных устройств подход к установлению срока службы их был пересмотрен в сторону его увеличения. В частности, в редакции ПБ от 2000 г. (ДНАОП 1.1.30-1.01-00) дословно отмечается, что на эксплуатационных подъемно-транспортных установках срок службы подвесных и прицепных устройств должен быть не более 5 лет (на аварийно-ремонтных, а также подъемных установках фланговых и вентиляционных стволов, служащих для перевозки людей в аварийных случаях, – не более 7 лет). Решением специальной комиссии под руководством главного механика шахты по результатам инструментальной проверки с применением методов неразрушающего контроля, выполненного специализированной организацией, срок службы подвесных и прицепных устройств может быть продлен для эксплуатационных установок на 2 года. Этой же комиссией разрешается продление срока службы подвесных и прицепных устройств до 3 лет сверх 7 лет на основании анализа динамики подъемной установки, определения остаточной долговечности устройств и экспертного заключения организаций, имеющих разрешение Госнадзорхрантруда Украины.

Практически без изменений это изложено в ПБ редакции 2010 г. (НПАОП 10.0-1.01-10).

Поскольку положение в отрасли с обеспечением шахт необходимым количеством подвесных устройств существенно не улучшилось, а их стоимость существенно возросла, приказом МЧС №960 от 07.09.2011 г. были утверждены дополнительные изменения по обеспечению возможности безопасной эксплуатации подвесных устройств свыше 10 лет. Решением специальной комиссии под руководством главного механика шахты по результатам

инструментальной проверки с использованием методов неразрушающего контроля, выполненной субъектом хозяйствования, имеющего разрешение Госгорпромнадзора Украины, на начало (продолжение) выполнения работ повышенной опасности, в порядке, утвержденном КМУ от 26.05.2004 г. № 687, разрешается продолжение срока эксплуатации данных устройств свыше 10 лет при условии ежегодного проведения их экспертного обследования и наличия положительного заключения экспертизы. При этом общий срок эксплуатации подвесных и прицепных устройств не должен превышать 20 лет.

Учитывая, что случаев разрушения подвесных устройств с коушами КРГ (подвесные устройства типа ПУМ для одноканатного подъёма и типа ПМ и ПМУ для многоканатного подъёма) в пределах нормативного срока службы (5 лет) не наблюдалось, такая практика изыскания путей и возможностей увеличения срока службы является вполне оправданной и обоснованной.

На тот момент времени Правила безопасности в европейских странах (ФРГ, Англия, Бельгия, Франция, Нидерланды и др.) допускали продолжительность работы подвесных устройств до 10-15 лет, а общий срок их эксплуатации – до 20 лет и более.

При установлении срока эксплуатации оборудования подъёмных установок, как правило, традиционно преобладал директивный подход к решению этого чисто технического вопроса. В данном же случае, учитывая всё более пристальное внимание органов Госгортехнадзора к состоянию дел со сроками службы подвесных устройств, Минуглепром СССР в 1973 году поручил ИГМТК им. М.М. Федорова выполнить научно-исследовательскую работу по установлению безопасных сроков эксплуатации подвесных устройств с учетом условий эксплуатации подъёмной установки, уровня и интенсивности её эксплуатации, уровня коррозионности окружающей среды и др.

Многих недостатков рычажно-клиновых коушей КРГ лишены клиновые коуши с односторонним зажатием каната типа ККБ конструкции ВНИПИрудмаш (г. Кривой Рог). Однако опыт эксплуатации этих коушей показал, что их конструкция также не обеспечивает устранение усталостных повреждений проволок каната в месте набегания его на клин вследствие высоких контактных напряжений, упругого проскальзывания каната и поперечных колебаний последнего. Взамен этого коуша Донгипроуглемаш, МакНИИ и НИИГМ им. М.М.Федорова был разработан клиновой коуш КД двухстороннего зажатия, который явился основой для подвесных устройств одноканатного подъёма типа УП, серийно изготавливавшихся заводом Донецкгормаш «Устройства подвесные для шахтных клетей. Технические условия» (ГОСТ 15851-84) и УПС для подвесных устройств скипов одноканатного подъёма по ТУ 12.0.0174069.024-87, а для подвесных устройств многоканатного подъёма этими же организациями согласно ТУ 12.44.1124-85 были разработаны три модификации безуровневых подвесных устройств типа УПБ с коушами КД, выпуск которых освоил Дружковский машзавод.

Во всех конструкциях подвесных устройств последнего поколения были реализованы наиболее передовые на тот период времени конструкторские решения, позволяющие обеспечить безопасную эксплуатацию данных устройств со сроком службы до 20 лет. В частности, во всех конструкциях применён коуш клиновой для двухстороннего зажатия каната, а в шарнирных соединениях для увеличения срока службы и обеспечения ремонтпригодности подвесного устройства использованы сменные стальные втулки. Более того, по инициативе Ясногорского машзавода с целью снижения трудоёмкости изготовления коуша КД было предложено заменить болтовое соединение листов коуша 4 с вкладышем 3 с помощью прогонных болтов 6 сварным соединением. Конструкция такого коуша по сравнению с коушами КРГ и ККБ обладает следующими преимуществами:

- повышена надёжность удержания головного каната за счёт двухстороннего его зажатия;
- улучшены условия перепанцировки каната;
- уменьшены габариты и масса коуша за счет применения низколегированных сталей.

Таким образом, в 80-е годы специализированными машиностроительными заводами Украины и России был освоен серийный выпуск подвесных устройств нового поколения для

оснащения ими подъемных сосудов (клетей, скипов) и противовесов. Конструкция этих изделий отвечала всем требованиям нормативного документа [2].

Казалось бы, что в этих условиях созданы все условия и предпосылки для научно обоснованного решения вопроса увеличения срока службы для подвесных устройств типа УП для сосудов одноканатного подъема и УПБ для сосудов и противовесов многоканатного подъема с прицепными устройствами в виде коушей двухстороннего зажатия каната типа КД.

Однако с развалом СССР сложилась опасная ситуация с применением подвесных устройств нового поколения, срок службы которых еще не превысил первоначального нормативного, т.е. 5 лет.

Первая из официально зарегистрированных аварий произошла 7 апреля 2000 г. на многоканатном подъеме шахты «Капитальная» компании «Интауголь» (РФ). Подвесное устройство УПБ-500 было изготовлено ОАО «Донецкгормаш» в октябре 1993 года, когда технологическая дисциплина на заводах угольного машиностроения резко пошатнулась в худшую сторону. Дата навески подвесного устройства на угольный скип – апрель 1997 г., т.е. срок его эксплуатации на момент аварии в 2000 году составил ровно 3 года. Авария произошла вследствие разрушения тяги в месте галтельного перехода её цилиндрического участка в головку нижней проушины.

Аналогичная авария повторилась 11.04.2002 г. в клетевом стволе №3 на одноклетевом с противовесом подъеме с машиной ЦШ 4x4 №2 шахты им. М.И.Калинина ГХК «Донуголь».

Суть аварии заключалась в следующем. 11 апреля 2002 г. в 1 час 48 мин. во время спуска клетью пустой вагонетки на начальном участке замедления произошло разрушение тяги подвесного устройства УПБ-800 противовеса. В момент аварии противовес находился в 40 м ниже «нулевой» отметки и двигался с торможением вверх. В этот момент клеть не дошла 70 м до горизонта 1070 м. Услышав посторонний шум, машинист подъема остановила машину. Назначенная ДХК «Донуголь» комиссия установила, что разрушенная тяга подвесного устройства имела ограниченную подвижность относительно балки противовеса, но не имела подвижности относительно соединительного валика. Разрыв тяги произошел в месте перехода галтели цилиндрической части её с диаметра 60 мм на диаметр 90 мм. На соседних тросах (неразрушенных) в аналогичных галтелях визуально были обнаружены трещины.

Анализ представленной технической документации показал, что подвесное устройство УПБ-800 противовеса изготовлено Дружковским машзаводом 31.01.1994 г. по чертежам Донгипроуглемаша. Навешено подвесное устройство 06.12.97 г., т.е. на момент аварии срок эксплуатации его составил $\approx 4,5$ года. В формуляре подвесного устройства отмечена замена марки стали тяги 40ХН на сталь 40, замена металла согласована с Донгипроуглемашем. В результате аварии продолжительность простоя ствола составила 3 суток, потеря добычи – 5100 т, материальный ущерб – около 600 тыс. грн. Экспертное обследование разрушенной тяги показало, что её поверхность имеет многочисленные коррозионные повреждения в виде питтинга, поперечные трещины и другие язвopodobные дефекты, выявленные на поверхности детали. Наиболее вероятно, что в процессе эксплуатации произошло слияние питтингов в цепочку и под действием осевых растягивающих и изгибающих напряжений, которые возникают при заштыбовке шарнира, на тяге возникли трещины, которые развивались вглубь сечения тяги. Излом тяги ступенчатый, впадины между ступеньками и есть трещины, развившиеся в процессе эксплуатации.

Рентгеноспектральный анализ химического состава металла показал, что тяга изготовлена из стали 40Х (ГОСТ 4543 «Сталь легированная конструкционная. Технические условия»). Химический состав стали представлен ниже в табл. 4 (по данным «Укруглеизотоп»).

Таблица 4.

Химический состав стали 40Х

C	Si	Mn	Cr	Ni
0,41	0.38	0.8	0.94	следы

Одновременно по заказу НИИГМ им. М. М. Федорова были проведены металлографические исследования образца этой же тяги специалистами Донецкого физико-технического института им. А.А.Галкина НАН Украины. Соответствующие результаты представлены ниже в табл. 5.

Таблица 5.

Результаты металлографического исследования тяги

Химсостав	C	Mn	Si	Cr	S	P	Ni
По ГОСТ 4543	0,36-0,44	0,5-0,8	0,17-0,37	0,8-1,1	0,025	до 0,017	-
Согласно формуляру	0,39	0,64	0,05	0,98	0,02	0,017	-
Фактически (согласно исследованиям ДФТИ НАН Украины)	0,41	0,8	0,38	0,94	0,035	0,015	следы

Анализ химсостава металла образца разрушенной тяги подвесного устройства противовеса клетового ствола шахты им. Калинина был выполнен также ЦЗЛ Дружковского машзавода, изготовившего данный экземпляр подвесного устройства УПБ. Результаты представлены в табл. 6.

Таблица 6.

Химический состав металла разрушенной тяги

Химсостав	C	Mn	Si	Cr	S	P	Ni
ЦЗЛ	0,40	0,81	0,41	0,92	0,024	0,016	-

Результаты анализа химического состава металла разрушенной тяги, полученные тремя лабораториями, практически совпадали и свидетельствовали о том, что фактический химический состав металла разрушенных тяг отличается от указанного в формуляре на подвесное устройство (прежде всего, отсутствием никеля Ni и высоким содержанием кремния Si). Важным выводом из полученных заключений является то, что впервые был установлен усталостный характер разрушения.

Очередная авария подобного типа, связанная с разрушением тяги подвесного устройства, произошла 12.04.2012 г. на клетовом подъеме шахты «Шахтерская-Глубокая». Подвесное устройство УПБ-800 двухэтажной клетки с противовесом изготовлено в августе 2004 г., а навешено на клеть в марте 2006 г., т.е. отработало менее 6 лет. Фактическая статическая нагрузка равнялась 590 кН вместо 800 кН по паспорту, т.е. коэффициент использования данного устройства по нагрузке $K \approx 0,74$. Материал тяги – сталь 40ХН. Место разрушения тяги – район галтельного перехода цилиндрического участка тяги. В результате этой аварии работа подъема была парализована на длительное время.

Анализ всех перечисленных выше случаев разрушения тяг подвесных устройств типа УПБ однозначно свидетельствует об усталостной природе их происхождения. Этот вывод сделан на основании исследований группы авторов, изучавших основные особенности строения усталостных изломов стальных деталей, работавших в сложнапряженном состоянии. В частности, ими установлено, что характерными особенностями строения типичных участков и зон усталостных изломов, отличающихся наибольшей четкостью строения, являются фокус излома, т.е. микроскопическое место зарождения излома, где должна начинаться первоначальная трещина; очаг разрушения – макроскопическое место зарождения излома, т.е. зона видимого роста усталостной трещины с характерными радиальными лучами, называемыми ступеньками и рубцами; зона избирательного развития излома; зона долома, дорыва или окончательного разрушения. Все эти признаки усталостного разрушения детали отчетливо видны при просмотре сечения тяг в месте их разрушения.

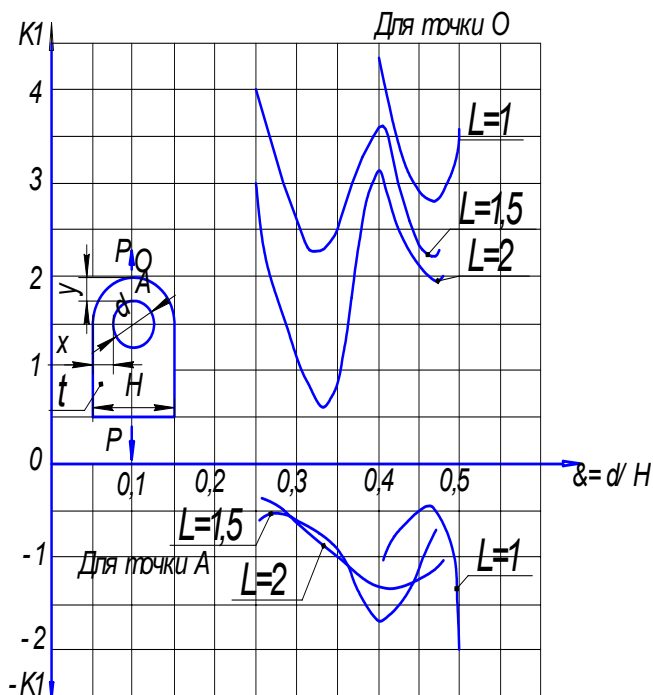


Рис. 5. Растягиваемая проушина со скругленной головкой: точки O, A – места наибольших напряжений

Ниже делается попытка в доступной форме довести те новые принципы, на которых основана теория усталостного разрушения детали и которые позволяют в какой-то степени объяснить причину этого явления в каждом конкретном случае.

Известно, что для усталостного разрушения детали обязательным условием является наличие в ней переменных напряжений, обусловленных действием повторно-переменных циклических внешних нагрузок. К настоящему времени накоплен значительный опыт, если не полного исключения циклических нагрузок, то хотя бы их уменьшения, путем, например, повышения упругости деталей в направлении действия нагрузок,

введения упругих связей между деталями, уравнивания системы и т. д.

В случаях, когда не удается ликвидировать циклические нагрузки или снизить величину возникающих циклических напряжений, прибегают к специальным способам повышения усталостной прочности деталей. Эти способы можно разделить на технологические и конструктивные. В первом случае упрочнения достигают специальными приемами обработки, во втором – приданием деталям форм, рациональных с точки зрения усталостной прочности. Примером второго являются результаты исследований на разрыв проушин различной формы, выполненных Донгипроуглемашем [9] и представленных формулами (3), (4), (5), характеризующими величины статического напряжения с учетом опытного поправочного коэффициента k , зависящего от соотношения размеров проушины подвесного устройства.

В данном случае уместно будет напомнить высказывание известных специалистов в области расчета деталей машин на усталостную прочность, что [12] «... все сложное когда-нибудь становится простым и понятным». И действительно, в результате создания первых конструкций подвесных устройств типа УПБ с коушами КД, в которых, казалось бы, были учтены и устранены все факторы, отрицательно влияющие на усталостную долговечность подвесных устройств, можно было бы конкретно решать вопрос об установлении научно обоснованного срока их эксплуатации.

Произошедшие в последние 10-12 лет аварии, связанные именно с усталостным разрушением тяг подвесных устройств типа УПБ, заставили пересмотреть концепцию подхода к установлению срока службы деталей этих устройств с учетом

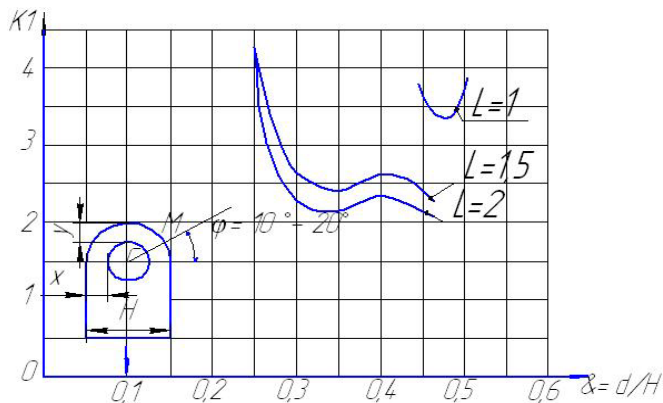


Рис. 6. Растягиваемая проушина со скругленной головкой: точка C – место наибольших напряжений

длительности их эксплуатации.

С целью установления причин этого явления проанализируем существующий метод расчета тяг на статическую прочность с учетом факторов, оказывающих влияние на усталостную прочность детали.

Прежде чем вести речь о причинах имевших место разрушений тяг подвесных устройств типа УПБ в течение сравнительно небольшого срока эксплуатации их (до 5 лет), следует еще раз напомнить давно известный и многократно доказанный факт, что детали, подвергающиеся длительной повторно-переменной нагрузке, разрушаются при напряжениях, значительно меньших предела прочности материала **при статическом нагружении**, т.е. это реальность, с которой нельзя не считаться при проектировании подвесных устройств, рассчитанных на длительный срок эксплуатации.

Все известные типы подвесных устройств представляют собой многошарнирную конструкцию, обеспечивающую возможность углового перемещения деталей относительно друг друга во взаимно перпендикулярных направлениях. Нарушение этого правила не может не повлиять на выбор расчетной схемы. В частности, если шарнирный узел подвесного устройства не выполняет своей функции, т.е. тяги из шарнирно подвижных конструкций превращаются в жестко защемленные вертикальные консольные балки, то схема расчета тяги на прочность претерпевает принципиальные изменения.

Чтобы понять суть этих изменений, рассмотрим принятую при проектировании подвесных устройств УПБ методику, основывающуюся на положении нормативного документа [2] и практически всех редакций Правил безопасности, гласящих, что запасы прочности подвесных и прицепных устройств (по отношению к расчетной статической нагрузке) должны быть не менее 13-кратного для подвесных и прицепных устройств людских подъемных установок и 10-кратного – для аналогичных устройств скипов вертикальных подъемов относительно максимальной статической нагрузки. Расчетная схема тяг подвесных устройств типа УПБ всех трех типоразмеров (УПБ-500, УПБ-800, УПБ-1200) представлена на рис. 7. Ниже представлен расчет тяги наименьшего типоразмера (УПБ-500.009), а в сводной таблице приведены окончательные результаты расчетов по всем типоразмерам.

Исходные данные: материал тяги – сталь 40ХН, термообработка – улучшение НВ 241...285, предел прочности $\sigma_b=850$ МПа (8500кгс/см²).

Максимальная нагрузка на тягу

$$P = \frac{Q_{max}}{4} = \frac{500000}{4} = 125000H (12500кгс).$$

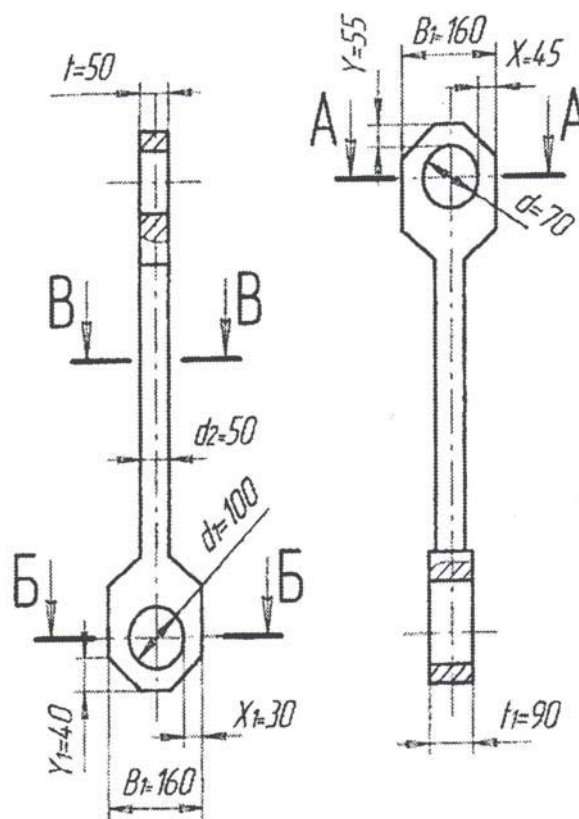


Рис. 7. Расчетная схема тяги подвесного устройства УПБ-500

Сечение А-А (рис. 7)

Статическое напряжение растяжения

$$\sigma_p = \frac{P}{(B-d) \cdot t \cdot k} = \frac{125000 \cdot 10^{-6}}{(0,16 - 0,07) \cdot 0,05 \cdot 0,89} = 31,2 \text{ МПа} (312 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}),$$

где В, d, t – размеры проушины (рис. 4); k – поправочный коэффициент, учитывающий геометрическую форму детали.

Для данного типоразмера подвесного устройства коэффициент k, равен

$$k = 0,56 + 0,46 \frac{x}{y} - 0,1 \frac{B}{d} = 0,56 + 0,46 \frac{55}{45} - 0,1 \frac{160}{70} = 0,89,$$

соответственно $\sigma_p=31,2$, а запас прочности n будет равен

$$n = \frac{\sigma_e}{\sigma_p} = \frac{850}{31,2} = 27,2.$$

Следовательно, такой запас прочности является более чем достаточным, т.е. $n=27,2>13$.

Сечение Б-Б

Статическое напряжение растяжения

$$\sigma_p = \frac{P}{(B_1 - d_1) \cdot t \cdot k_2} = \frac{125000 \cdot 10^{-6}}{(0,16 - 0,1) \cdot 0,09 \cdot 1,01} = 23,2 \text{ МПа} = 232 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2},$$

$$\text{где } k_2 = 0,56 + 0,46 \frac{d_1}{x_1} - 0,1 \frac{B_1}{d_1} = 0,56 + 0,46 \frac{40}{30} - 0,1 \frac{160}{100} \approx 1,01,$$

Тогда

$$\sigma_p = \frac{125000 \cdot 10^{-6}}{(0,16 - 0,1) \cdot 0,09 \cdot 1,01} = 23,2 \text{ МПа} (232 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}).$$

Запас прочности

$$n = \frac{850}{23,2} = 36,6.$$

Сечение В-В

Напряжение растяжения

$$\sigma_p = \frac{P}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} = \frac{125000}{\frac{3,14 \cdot 0,105^2}{4}} = 63,7 \text{ МПа} (637 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}).$$

Запас прочности

$$n = \frac{\sigma_e}{\sigma_p} = \frac{850}{63,7} = 13,3.$$

Результаты расчета тяг остальных типоразмеров подвесных устройств сведены в табл. 7.

Технический ресурс объекта (в данном случае подвесного устройства) в общем случае является показателем долговечности этого изделия, характеризующим запас возможной его наработки от начала эксплуатации до наступления предельного состояния. Понятие предельного состояния, соответствующего исчерпанию ресурса, допускает различное толкование. В одних случаях причиной прекращения эксплуатации служит моральный износ, в других – чрезмерное снижение показателей безопасности ниже предельно допустимого уровня.

Не всегда удается установить точные признаки и значения параметров, при которых состояние объекта следует считать как предельное. Выбор этих параметров – технико-экономическая задача, решаемая на этапе разработки проектного задания. При этом учитывают современное техническое состояние и темпы научно-технического прогресса в данной отрасли, принятые в данное время нормативные значения коэффициентов эффективности капитальных вложений и амортизационных отчислений. В частности, согласно «Нормам амортизационных

отчислений по основным фондам народного хозяйства СССР» норма амортизации на подвесное устройство составляла 36,8% (шифр группы 41765), в том числе на полное восстановление – 20,0%, на капитальный ремонт – 16,8%. Следовательно, исходя из директивно установленных норм амортизации, продолжительность эксплуатации подвесных устройств должна составлять $T=100/20=5$ лет, что и нашло отражение практически во всех послевоенных редакциях Правил безопасности в угольной промышленности.

Таблица 7.

Расчетные данные подвесных устройств УПБ

Тип подвесного устройства		УПБ-500	УПБ-800	УПБ-1200	
Концевая нагрузка, Н (кгс)		500000(50000)	800000(80000)	1200000(120000)	
Материал		Сталь 40ХН ГОСТ 4543-71			
Предел прочности материала (кгс/см ²) σ_b		$\sigma_b=850$ (8500)			
Термообработка		Улучшение НВ 241...285			
Геометрические размеры					
В		160	180	200	
D		70	95	105	
t		50	60	70	
y		55	62.5	77.5	
x		45	42.5	47.5	
B ₁		160	180	200	
d ₁		100	115	135	
t ₁		90	90	90	
y ₁		40	52.5	62.5	
x ₁		30	32.5	32.5	
d ₂		50	60	80	
Сечения	А-А	σ , МПа(кгс/см ²)	31,2 (312)	39,2 (392)	45,1 (451)
		n	27,2	21,7	18,8
	Б-Б	σ , МПа(кгс/см ²)	23,2 (232)	34,2 (342)	51,3 (513)
		n	36,6	24,8	16,6
	В-В	σ , МПа(кгс/см ²)	63,7 (637)	70,8 (708)	59,7 (597)
		n	13,3	12,0	14,2

В качестве меры продолжительности эксплуатации объекта может быть выбран любой неубывающий параметр, характеризующий продолжительность безопасной эксплуатации объекта. В частности, подвесные устройства спроектированы для эксплуатации в условиях повторно-переменных нагрузок, вызывающих растягивающие напряжения при повышенной влажности и запыленности атмосферы шахтного ствола. Для безопасности работы подвесных устройств необходимо было обеспечить большие запасы прочности. Именно из этих соображений во всех редакциях действовавших ранее и действующих ныне правил безопасности запасы прочности подвесных и прицепных устройств (по отношению к расчетной статической нагрузке) принимаются равными не менее 13-кратного для людских подъемных установок и не менее 10-кратного для грузовых подъемов.

Нормальным режимом работы подъемной машины является режим повторно-переменный, обусловленный необходимостью пуска машины, остановки ее, реверсирования, резкого приложения нагрузки или снятия, приложения нагрузки импульсного типа и т. п. Характер нагружения машины в переходном процессе и ее упругие свойства могут создавать самые неблагоприятные сочетания динамических процессов, когда относительно небольшие внешние нагрузки вызывают значительные знакопеременные напряжения в кинематических элементах

комплекса шахтной подъемной установки, объединяющей в одно целое подъемную машину, канаты, армировку ствола, подъемные сосуды с подвесными устройствами и парашютами и др.

Практикой установлено, что при любой жесткости структурных элементов оборудования шахтного подъема (коренной вал подъемной машины, элементы жесткой армировки, подвесные устройства, подъемные сосуды и т.д.) в них обязательно происходят колебательные процессы во время пуска, торможения или останова машины, а также процессы взаимодействия подъемного сосуда с армировкой шахтного ствола и головным канатом переменной жесткости и т.д.

Решение задач по определению фактических нагрузок в силовых линиях передач шахтных подъемных установок во время переходных процессов с учетом колебательных явлений представляет одну из важнейших проблем современной теории расчета и конструирования машин и подвесных устройств, в частности.

Подвесные устройства изготавливаются из хромистой стали, т.е. из материала, обладающего достаточно высокой механической прочностью и упругими свойствами. Поэтому нельзя при расчетном определении напряжений в звеньях такого устройства пренебрегать упругостью звеньев, какими бы жесткими они не казались на первый взгляд.

Разрушение деталей подвесных устройств может произойти внезапно вследствие резких нерасчетных перегрузок (например, застревание в проводниках груженого сосуда при подъеме его на рабочей скорости); природных воздействий, не поддающихся контролю; допущенных грубых ошибок при проектировании, изготовлении и эксплуатации подвесных устройств и т. д.

Большую группу составляют случаи образования предельных состояний деталей подвесных устройств, наступивших в результате постепенного накопления в материале детали, – так называемых рассеянных повреждений, приводящих к зарождению и развитию макроскопических трещин. Очаги и зародыши таких трещин, как правило, содержатся в металле еще до начала функционирования изделия.

Причиной выхода из строя деталей является развитие трещин до опасных размеров. Если трещина не выявлена своевременно, то в случае продолжения эксплуатации объекта ее развитие обязательно приведет к разрушению детали.

Теоретической основой для прогнозирования повреждений и развития трещин служит механика разрушения. Этот раздел механики материалов и конструкций начал развиваться в 20-е годы прошлого столетия, а в настоящее время он находится в состоянии интенсивного развития, главное направление которого – механика тел, содержащих трещины. Это было связано с необходимостью иметь более прочную теоретическую основу для описания механизмов разрушения, чем инженерные критерии прочности. Благодаря интенсивному развитию направления, связанного с использованием средств и методов неразрушающего контроля, к настоящему времени повысился уровень технических наблюдений за объектами в процессе эксплуатации, а также за объектами, пришедшими в процессе эксплуатации в предаварийное состояние и отсутствием возможности их замены в ближайшее время.

Накопленный опыт эксплуатации оборудования шахтных стационарных установок свидетельствует о том, что во многих случаях узлы и конструкции их оборудования могут успешно функционировать, несмотря на наличие в них усталостных трещин и других трещиноподобных дефектов. Задача состоит в том, чтобы установить закономерности роста трещины при различных свойствах материала и различных процессах нагружения, а также установить условия, при которых этот рост безопасно устойчив, т. е. малые приращения нагрузок или малые изменения размеров трещин не приводят к ее интенсивному росту.

Если в детали не было начальных технологических трещин, то зарождение первой макроскопической трещины есть результат накопления рассеянных повреждений. Процесс накопления этих повреждений продолжается и после того, как начался рост трещины, причем эти процессы взаимодействуют между собой. Особенно это чревато негативными последствиями, если имелся риск пропуска трещины вследствие низкой квалификации дефектоскописта,

недоступности расположения дефекта или же несовершенства аппаратуры неразрушающего контроля. Вероятность такого события особенно возрастает, когда качество шероховатости контролируемой поверхности детали не отвечает требованиям нормативного документа по дефектоскопии. Этот факт является особенно реальным, когда речь идет о дефектоскопии деталей подвесных устройств, работающих в особо агрессивных условиях атмосферы шахтного ствола, что резко снижает дефектоскопическую технологичность контролируемого объекта.

Известно [23], что все природные явления «неадиабатны», т. е. сопровождаются потерями энергии на рассеяние. Силы трения того или иного происхождения чрезвычайно распространены, но часто они бывают весьма малыми. Кроме того, существует трудность оценки сил внутреннего трения, распределенных чаще всего по всему деформированному объему материала. В этом плане влияние сил внутреннего трения имеет общие черты с образованием предельных напряжений, обусловленных постепенным накоплением рассеянных повреждений в материале детали, приводящих к зарождению и развитию макроскопических трещин, т.е. учет влияния этих сил позволит подойти к обоснованию прогнозирования срока службы оборудования с учетом явления усталости материала детали.

При проведении испытаний образцов на усталость многочисленными исследователями доказано, что каждому нагружению образца соответствует определенная остаточная деформация его, которая незначительна для нагружения до предела текучести σ_t и значительна при деформации за пределом текучести. Эта остаточная деформация (гистерезис) характеризует расход определенной порции работоспособности материала так же, как при разрушении образца, в малом объеме около места разрушения будет израсходована вся имеющаяся работоспособность материала. Следовательно, согласно теории сопротивления материалов, на которой основывается методика расчета деталей подвесных устройств, пренебрегать потерями на гистерезис до предела упругости материала нельзя. Особенно это важно при постановке вопроса исследования возможности их эксплуатации до 20 лет (вместо ранее назначенных 5 лет), что требует соответствующего научно-технического обоснования и подтверждения.

С полной уверенностью можно утверждать, что в современных машинах практически всех отраслей промышленности чисто статические нагрузки встречаются как исключение. В большинстве случаев нагрузки изменяются циклически с большей или меньшей частотой и амплитудой.

Предел усталости не является постоянной, присущей данному материалу характеристикой и подвержен большим колебаниям, чем механические характеристики при статическом нагружении. Величина этого предела зависит от многих факторов, в частности, от типа цикла и от степени его асимметрии. Из многочисленных литературных источников по теории усталости известно, что предел усталости на изгиб имеет минимальное значение при симметричном знакопеременном цикле, повышается с увеличением степени его асимметрии, возрастает в области пульсирующих нагрузок, а с уменьшением амплитуды пульсаций приближается к показателям статической прочности материала [19]. Установлено также, что пределы усталости на растяжение примерно в 1,1-1,5 раза больше, а при кручении в 1,5-2 раза меньше, чем в случае симметричного знакопеременного изгиба.

Между характерами усталостной и статической прочности нет определенной зависимости. Но установлено, что существуют достаточно устойчивые соотношения между σ_{-1} (предел усталости на изгиб с симметричным циклом) и σ_b (пределом прочности), а также $\sigma_{0,2}$ (условным пределом текучести при статическом растяжении).

По опытным данным [19] эти отношения для стали имеют следующий вид:

$$\sigma_{-1} = (0,2 \div 0,3) \sigma_b \left(1 + \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_b}\right). \quad (10)$$

Приведенная формула дает лишь некоторое представление об общих закономерностях усталостного разрушения детали.

Следует также отметить, что пренебрежение характером факторов внешней нагрузки, определяющим прочность детали, существенно упрощает применение методов расчета по допускаемым напряжениям, однако не позволяет учесть влияние изменчивости этих факторов на размеры сечений и обеспечить тем самым требуемую прочностную надежность рассчитываемых деталей. Вводимые в расчет методы допустимых напряжений запаса прочности, несмотря на свою, хоть и неявную, но по существу статистическую природу, назначаются во многих случаях весьма субъективно. Это может приводить как к неоправданно завышенным запасам прочности деталей, так и к недостаточной их надежности. Имевшие место аварии с подвесными устройствами УПБ являются ярким подтверждением этого факта.

Ниже представлен упрощенный вариант расчета на усталостную прочность тяги подвесного устройства УПБ-800 с учетом схемы ее нагружения, более приближенной к реальной. Реальность этой схемы состоит в том, что вследствие заштыбовки нижних шарниров тяг подвесного устройства картина напряженного состояния тяги резко меняется в сторону дополнительного возрастания напряжений, обусловленных появлением неучтенных дополнительных напряжений изгиба, вызванных заклиниванием нижнего шарнира в дополнение к напряжениям растяжения, уже учтенных при расчете подвесного устройства на стадии его проектирования.

Для этого воспользуемся известными формулами вычисления номинальных напряжений при изгибе балки, т. е. $\sigma_u = M_x / W_x$ и при ее растяжении, т. е.

$$\sigma_p = P / F,$$

где $M_x = P \cdot l$ – максимальный изгибающий момент в сечении тяги в районе галтельного перехода; $W_x \approx 0,1 \cdot d^3$ – осевой момент сопротивления цилиндрического участка тяги; P – максимальная статическая нагрузка на одну тягу ($P = Q/4$, где Q – максимальная статическая нагрузка на подвесное устройство, 4 – число головных канатов); l – длина цилиндрического участка тяги.

Оценку степени влияния расчетных напряжений изгиба σ_e относительно расчетных напряжений растяжения σ_i можно выполнить, рассмотрев отношение $k = \frac{\sigma_u}{\sigma_n}$, т.е.

$$m = \frac{\sigma_u}{\sigma_n} = \frac{P \cdot l \cdot \pi}{0,1 \cdot d \cdot 4} = 7,85 \frac{l}{d}.$$

Полученное выражение свидетельствует о том, что вследствие заштыбовки нижнего шарнира тяги подвесного устройства напряжение в наиболее опасном сечении ее превысит в $7,85 \frac{l}{d}$ раза величину напряжения от растяжения σ_n . Длина цилиндрического участка тяги подвесного устройства УПБ составляет $l = 430$ мм, диаметр валика $d = 100$ мм, тогда

$$m = 7,85 \cdot \frac{430}{100} \approx 34,$$

т.е. напряженное состояние тяги в наиболее опасном сечении оказывается в действительности существенно выше проектного значения, при этом не следует забывать, что напряжения в этом сечении дополнительно возрастут вследствие влияния коррозии, обусловленной агрессивной атмосферой шахтного ствола [28].

Выводы и направления дальнейших исследований.

1. Надежность и безопасность эксплуатации подвесных устройств подъемных сосудов (клетей, скипов) и противовесов являются одним из условий обеспечения безаварийной работы

шахтного подъема, что нашло отражение в ранних редакциях Правил безопасности в угольных шахтах (действовавших до 1972г. включительно), согласно которым назначенный срок службы подвесных устройств не должен превышать 5 лет.

2. Случаев разрушения деталей подвесных устройств типа ПУМ, ПМ с коушами КРГ не наблюдалось, что явилось основанием для пересмотра назначенного срока службы в сторону увеличения, т. е. с 5 лет до 7 лет. Основным недостатком подвесных устройств этого типа является интенсивный износ деталей шарнирных узлов (валики, вилки, планки).

3. При пересмотре последней редакции ПБ специальной комиссией под руководством главного механика шахты на основании положительного заключения экспертизы дано право продления срока эксплуатации подвесных и прицепных устройств на 3 года (сверх 7 лет общего срока эксплуатации). Более того, разрешено продление срока эксплуатации подвесных и прицепных устройств свыше 10 лет при условии ежегодного продления их экспертного обследования с использованием методов неразрушающего контроля, выполненного субъектом хозяйствования, имеющего разрешение Госгорпромнадзора Украины на начало (продолжение) выполнения работ повышенной опасности в порядке, утвержденном Постановлением КМУ от 26.05.2004 г. №678. При этом общий срок эксплуатации данных устройств не должен превышать 20 лет.

4. Столь заметная либерализация продолжительности сроков эксплуатации подвесных устройств (с 5 лет до 20 лет) возлагает особо высокие требования к обоснованности показателей надежности данных изделий, расчетных схем изделий, качества их изготовления, своевременности, полноты и качества технического обслуживания и ремонта в процессе эксплуатации устройства, а также соответствие их требованиям нормативных документов, в частности, Правил безопасности в угольных шахтах (глава 10, п. 1), «Руководству по техническому обслуживанию и ремонту шахтных подъемных установок».

5. В свое время отраслевыми институтами (НИИГМ им. М. М. Федорова, МакНИИ, Донгипроуглемаш (ДГУМ) и др.) были разработаны нормативно-методические документы, регламентирующие порядок проведения обследования подвесных устройств, технические требования на дефектацию и ремонт их деталей, а также методики проведения неразрушающего контроля несущих элементов этих устройств. Казалось бы, что внедрение этих мероприятий должно было бы обеспечить безаварийную работу подвесных устройств по истечению срока службы, установленного заводами-изготовителями.

6. Несмотря на столь жесткие требования к порядку продления срока службы подвесных устройств сосудов и противовесов нового поколения (типа УПБ), тем не менее было зафиксировано 5 аварий, произошедших по причине разрушения вертикальных тяг этих устройств. Характерно, что срок эксплуатации их не превысил даже 5 лет.

7. Характер разрушения тяг – усталостный. Место разрушения – галтельный переход цилиндрического участка тяги к плоской головке тяги, т.е. место расположения максимального концентратора напряжений данной детали. Причина разрушения – эксплуатация подвесного устройства в условиях сложного напряженного состояния (сложный изгиб с растяжением) вследствие нарушения относительной подвижности наружного узла из-за заштыбовки.

8. С целью повышения надежности и безопасности эксплуатации подвесных устройств сосудов многоканатного подъема проектным организациям необходимо разработать рекомендации по обеспечению подвижности шарнирных узлов, а энергомеханическим службам шахт в объемах ежедневного технического обслуживания подъемной установки обеспечить работоспособность шарнирных узлов в проектном режиме.

Литература

1. Пановко Я.Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем / Я.Г.Пановко. – М.: Физматгиз, 1960. – 193 с.
2. Лебедев В.И. Конструкционное демпфирование в заклепочных соединениях / В.И. Лебедев // Известия АН Латв. ССР.– Рига, 1959.

3. Пановко Я.Г. Конструкционное демпфирование в резьбовых соединениях / Я.Г.Пановко, Г.И.Страхов // Известия АН Латв. ССР.– Рига, 1959.
4. Писаренко Г.С. Колебания упругих систем с учетом рассеяния энергии в материале / Г.С. Писаренко. – М.: Изд-во АН УССР, 1955.
5. Писаренко Г.С. Рассеяние энергии в материале при колебаниях упругих тел / Г.С. Писаренко // Прикладная механика. – Т.2. – Вып.3. – 1956.
6. Страхов Г.И. Конструкционный гистерезис в прессовом соединении при растяжении-сжатии / Г.И. Страхов // Известия АН Латв. ССР.– 1958. – №5. – Рига, 1958.
7. Сорокин Е.С. Метод учета неупругого сопротивления материала при расчете конструкций на колебания / Е.С. Сорокин // Исследования по динамике сооружений: сб. тр. – М.: Госстройиздат, 1951.
8. Филиппов А.П. Колебания упругих систем / А.П.Филиппов. – К.: Изд-во АН УССР, 1955.
9. Беренов Д.И. Расчеты деталей на прочность / Д.И.Беренов. – М.-Свердловск: ГосНТИмашстройлит, 1959. – 215 с.
10. Диментберг Ф.М. Колебания машин / Ф.М. Диментберг, К.Т.Шаталов, А.А.Гусаров. – М.: Машиностроение, 1964.
11. Афанасьев Н.Н. Статистическая теория усталостной прочности / Н.Н.Афанасьев. – К.: Изд-во АН УССР, 1953.
12. Проценко В.Т. К вопросу о связи рассеяния энергии в материале с усталостной прочностью / В.Т.Проценко // Рассеяние энергии при колебаниях упругих систем: труды научн.-техн. совещ.; под ред Г.С.Писаренко. – К.: Изд-во АН УССР, 1963.
13. Иванова В.С. Обзор теорий усталости / В.С. Иванова – К.: Изд-во АН УССР, 1963.
14. Кубарев А.И. Надежность в машиностроении / А.И. Кубарев. – М.: Изд-во стандартов, 1977. – 264 с.
15. Серенсен С.Р. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность / С.Р.Серенсен, В.Л.Когаев, Р.М.Шнейдерович. – М.: Машиностроение, 1975.
16. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. Библиотека расчетчика / В.П.Когаев. – М.: Машиностроение, 1977.– 232 с.
17. Детинко Ф.М. Прочность и колебания электрических машин / Ф.М.Детинко, Г.А.Загородная, В.М.Фастовский. – Л.: Энергия, 1969.
18. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин: справочник / И.А.Биргер, Б.Ф.Шорр, Г.Б.Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979.– 702 с.
19. Серенсен С.Р. Несущая способность и расчет деталей машин / С.Р.Серенсен, Л.А.Козлов, Р.М.Шнейдерович. – М.: Машгиз, 1954.
20. Когаев В.П. Прочность и износостойкость деталей машин / В.П.Когаев. – М.: Высшая школа, 1991. – 319 с.
21. Болотин В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций / В.В.Болотин. – М.: Машиностроение, 1984.– 312 с.
22. Школьник Л.М. Методика усталостных испытаний: Справочник / Л.М.Школьник. – М.: Металлургия, 1978.
23. Давиденков Н.Н. Усталость металлов / Н.Н.Давиденков. – К.: Изд-во АН УССР, 1949. – 61 с.
24. Папченко И.И. Вибрационная прочность лопаток турбин / И.И. Папченко. – М.: Машгиз, 1959.
25. Ужик Г.В. Методы испытаний металлов и деталей машин на выносливость / Г.В.Ужик. – К.: Изд-во АН УССР, 1948.
26. Гальперин М.Я. Сопротивление усталости сварных балок рам локомотивных тележек / М.Я.Гальперин, В.П.Когаев, Б.А.Мейснер // Труды ЦНИИ МПС. – Вып. 574. – М.:Транспорт, 1977.
27. Давыдов Б.Л. Расчет и конструирование шахтных подъемных машин / Б.Л.Давыдов. – М.: Углетехиздат, 1946.
28. Погодин-Алексеев Г.И. Динамическая прочность и хрупкость металлов / Г.И.Погодин-Алексеев. – М.: Машиностроение, 1966.– 243 с.
29. Одинг И.А. Допускаемые напряжения в машиностроении и циклическая прочность металлов / И.А.Одинг. – М.: Машгиз, 1962.
30. Троицкий В.А. Дефекты сварных соединений и средства их обнаружения / В.А.Троицкий, В.П.Радько, В.Г.Демидко. – К.: Вища школа, 1983.
31. Орлов П.И. Основы конструирования / П.И.Орлов. – М.: Машиностроение, 1968.
32. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя / В.И. Ануриев. – М.: Машиностроение, 1979.
33. Решетов Д.Н. Расчет деталей станков / Д.Н.Решетов. – М.: Машгиз, 1945.
34. Гребеник Б.М. Усталостная прочность и долговечность металлургического оборудования / Б.М. Гребеник. – М.: Машиностроение, 1968.
35. Голубенцев А.Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами / А.Н.Голубенцев. – М.-К.: Машгиз, 1955. – 176 с.
36. Гликман Л.А. Коррозионно-механическая прочность металлов / Л.А.Гликман. – М.-Л.: Машгиз, 1955. – 176 с.
37. Прочность материалов и конструкций: сб. статей. – К.: Наукова думка, 1975.
38. Кубарев А.И. Надежность в машиностроении / А.И. Кубарев. – М.: Изд-во стандартов, 1977.
39. Вейбулл В. Усталостные испытания и анализ их результатов / В.Вейбулл. – М.: Машиностроение, 1964.
40. Ткачев В.Н. Методы повышения долговечности деталей машин / В.Н. Ткачев и др. – М.: Машиностроение, 1971.

*Статья рекомендована к публикации
канд. техн. наук Манцем И.Г.*