

УДК 629.4.-621.791.927.5

В.В. АРТЕМЧУК, канд. техн. наук (ДНУЗТ), И.А. РЯБЦЕВ, д-р техн. наук, О.Г. КУЗЬМЕНКО, канд. техн. наук (ІЕЗ НАНУ)

Экспериментальная оценка усталостной долговечности наплавленных деталей, имеющих концентратор напряжений

Ключевые слова: восстановление деталей, подвижной состав, наплавка, усталость металла, концентратор напряжений.

Введение. Постановка проблемы.

Механическая часть подвижного состава железных дорог является одной из важнейших и сложных систем, определяющая безопасность и надежность его эксплуатации. Механическая часть представляет собой комплекс взаимодействующих между собой узлов и деталей, которые в процессе эксплуатации подвергаются износу и другим повреждениям. Как показывает практика, на долю механической части приходится значительная часть неисправностей от их общего количества по тяговому подвижному составу. Отказы подвижного состава из-за неисправностей механической части могут приводить к серьезным последствиям: срывам графиков движения поездов, заходам локомотивов на неплановый ремонт, и, главное, опасным происшествиям — авариям, что может повлечь за собой человеческие жертвы и повреждение грузов.

Высокие статические и динамические нагрузки вызывают значительные механические напряжения в узлах и деталях механической части. Известно, что при движении динамическая нагрузка может превышать статическую в 1,5 и более раз. Значительные продольные знакопеременные нагрузки возникают при трогании и тормо-

жении поезда, его движении на участках с ломаным (переменным по высоте) профилем. Вибрация деталей также ускоряет процесс износа и увеличивает вероятность возникновения неисправностей. Особо сложным периодом для работы локомотивов считается зимний, т.к. в данный период увеличивается жесткость верхнего строения пути и ускорения необрессоренных частей от ударов на стыках может достигать 150 м/с^2 [1]. Таким образом, на отдельные детали механической части подвижного состава одновременно действуют изгибающие, растягивающие, скручивающие и срезающие усилия, что вызывает их повышенный износ, который в сочетании с усталостными явлениями может приводить к преждевременным разрушениям таких деталей.

Изношенные детали, как правило, подвергаются ремонту и наиболее часто, для ремонта изношенных деталей применяются различные способы наплавки. При разработке технологий восстановительной наплавки деталей, которые подвергаются различным видам изнашивания в сочетании с циклическими механическими нагрузками, необходимо особое внимание уделять последнему фактору, особенно это касается деталей, у которых зона изнашивания и приложения циклической нагрузки не совпадают с зоной наиболее вероятного появления уста-

лостных повреждений в местах расположения концентраторов напряжений. К числу таких деталей относятся зубья крупномодульных шестерен, шатунные шейки коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания, крупная резьба нажимных винтов прокатных станов, упорная резьба подвесных конусов конусных дробилок и т.п. Если восстанавливать наплавкой только изношенные области таких деталей, то остаточные напряжения, возникающие при наплавке, могут привести к развитию усталостных трещин в местах расположения концентраторов напряжений и преждевременному разрушению восстановленной детали.

Кроме износа деталей, в том числе элементов зубчатой передачи, в них также могут возникать различные повреждения, которые сложно спрогнозировать и практически невозможно избежать, если информация о состоянии рассматриваемого узла (детали) отсутствует. Повреждения, как правило, возникают в результате возникновения задиров, рисок; наличия скрытых дефектов при изготовлении деталей; некачественной обработки деталей, неправильного монтажа [1—3]. Одной из причин возникновения повреждений, например, изломов зубьев являются местные перенапряжения в них, которые могут возникать при неправильной схеме наплавки.

Целью представленной работы является оценка влияния возможных схем ремонтной наплавки деталей, эксплуатирующихся в подобных условиях, на их усталостную долговечность.

Анализ условий работы и возникающих дефектов в зубчатых передачах локомотивов. Тяговый подвижной состав работает в тяжелых условиях, которые оказывают определяющее влияние на характер износов и повреждений механического оборудования. К ним относятся статические и динамические нагрузки, наличие пыли в окружающей среде,

появление в узлах трения абразивных частиц, ухудшение условий смазывания трущихся поверхностей, появлением дополнительных динамических нагрузок, вызванные колебаниями системы, вибрации, изменения температуры и влажности окружающей среды в разные периоды года и суток и т.д. [1—3]. В зубчатых передачах наиболее часто встречаются такие неисправности:

искажение профиля зубчатых колес;

ослабление посадки венца на колесе и колеса на ступице колесного центра;

трещины, износ зубьев венца и шестерни выше допустимой величины, отколы, выкрашивания поверхности зубьев, трещины ножки зуба, излом зубьев (рис. 1, 2).

Анализ причин неисправностей зубчатой передачи показывает, что на работоспособность рассматриваемого узла действует множество факторов, многие из которых можно объединить в группы, например, по характеру нагрузки, действующей в вертикальной и горизонтальной плоскостях. На корпус редуктора воздействуют колебания различной частоты, которые при совпадении с частотами вынужденных колебаний вызывают резонанс. В результате наблюдается резкое увеличение вибраций редуктора. Появление резонансных частот возможно при различных скоростях движения локомотива [1].

Также известно, что разукрупнение при ремонте зубчатых колес тяговых редукторов локомотивов приводит к повышенному износу, сопро-

вождающееся усиленным уровнем вибрации и шума.

Кроме того, установлено, что в начальный период после ремонта, действующие вибрации оказывают некоторое положительное воздействие на сопрягаемые детали, способствуя более быстрой самоустановке, если имеют место перекосы. В дальнейшем, как уже было сказано выше, вибрации отрицательно сказываются на элементах конструкции, вызывая относительные перемещения деталей — перекосы сопрягаемых поверхностей, увеличение межцентрового расстояния, и создавая дополнительные динамические нагрузки. В результате увеличивается износ, пластические деформации, что способствует дальнейшему увеличению зазоров [1]. Процесс становится циклическим, прогрессирующим, что отрицательно сказывается на работе редуктора.

Исследования проводились применительно к наплавке изношенных зубьев крупно-модульных шестерен, к которым относится зубчатая передача тягового подвижного состава. Это одна из тех характерных деталей, наплавка которых усложняется тем, что у них зона изнашивания и приложения циклических нагрузок не совпадают с зоной наиболее вероятного появления усталостных повреждений у концентратора напряжений в месте перехода от корня зуба к впадине (рис. 3).

Исходя из изложенного выше, возможны две схемы ремонта изношенных зубьев шестерни методом наплавки (рис. 4, а—в). Первая из них — восстановительная, цель которой наплавка только изношенной области (рис. 4, б). Вторая — восстановительно-упрочняющая, её цель не только восстановление формы изношенного зуба, но и замена наплавленным металлом материала с усталостными повреждениями в зоне концентрации напряжений у основания зуба (рис. 4, в).

Характерным для двух схем ремонта с помощью наплавки изношенных зубьев шестерен является существенное различие в распределе-



Рис. 1. Трещины зубчатого колеса электровоза ВЛ80.

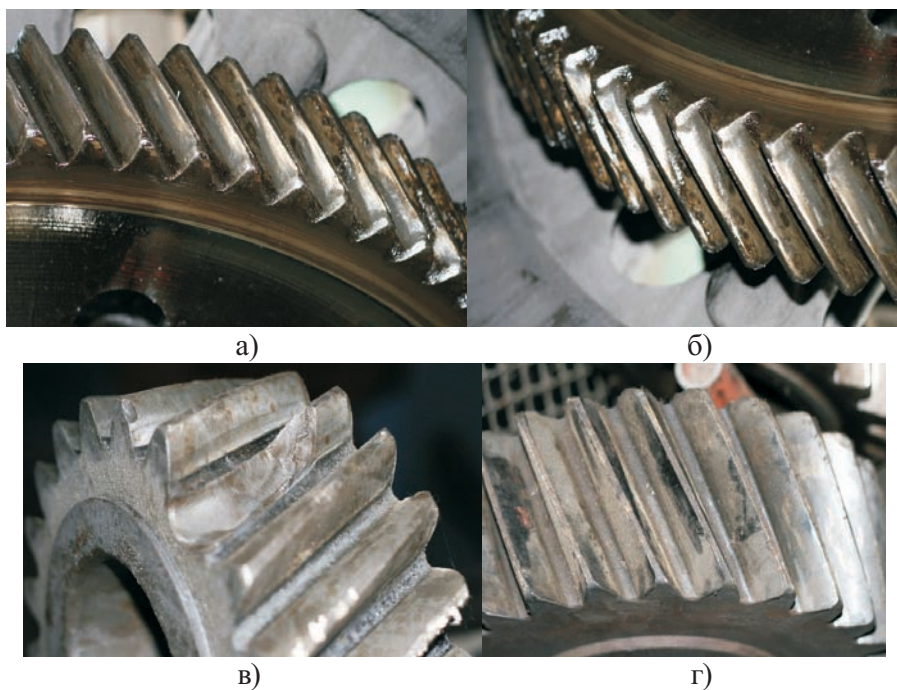


Рис. 2. Дефекты зубчатого колеса и шестерни электровоза ВЛ80.

нии остаточных напряжений после наплавки, что может оказывать существенное влияние на последующий срок эксплуатации восстановленной детали.

В частности, при наплавке по первой схеме вследствие усадки наплавленного слоя зона максимальных остаточных растягивающих наплавочных напряжений может сосредотачиваться как раз у концентратора напряжений у корня зуба шестерни. При наплавке по второй схеме зона таких напряжений будет находиться на некотором удалении от этого концентратора напряжений.

Как правило, разрушение зуба шестерни происходит вследствие образования усталостной трещины у корня зуба, поэтому для экспериментальных исследований были выбраны образцы более простой, по сравнению с самим зубом, формы, имеющие аналогичный концентратор напряжений с радиусом равным 3 мм.

Конструкция образца показана на рис. 5. Принятые размеры образца выбраны в соответствии с определяющими размерами зуба шестерни. Штриховкой показана область гладкого закрепления образца в губках испытательной машины. Распределенная циклическая отнулевая нагрузка q на конце образца, соответствующая эксплуатационной, вызывает его консольный изгиб. Максимальное значение суммарной отнулевой нагрузки $Q=1$ т, что соответствует напряжению по вертикальной оси у $\sigma_y = \sigma_0 = 70$ МПа. Материал образца, как и шестерни, — сталь 35ХМ.

Предварительно по такой схеме и нагрузке были проведены испытания усталостной долговечности трех не наплавленных образцов. Все образцы прошли предварительную термообработку по режиму: закалка от 850 °С, выдержка 1 ч, охлаждение в масло; отпуск 500 °С, выдержка 1 ч, охлаждение на воздухе. В среднем образцы до появления видимых усталостных трещин выдержали $1,8 \cdot 10^5$ циклов.

Затем были изготовлены и термообработаны еще шесть аналогичных образцов. Предварительно все шесть

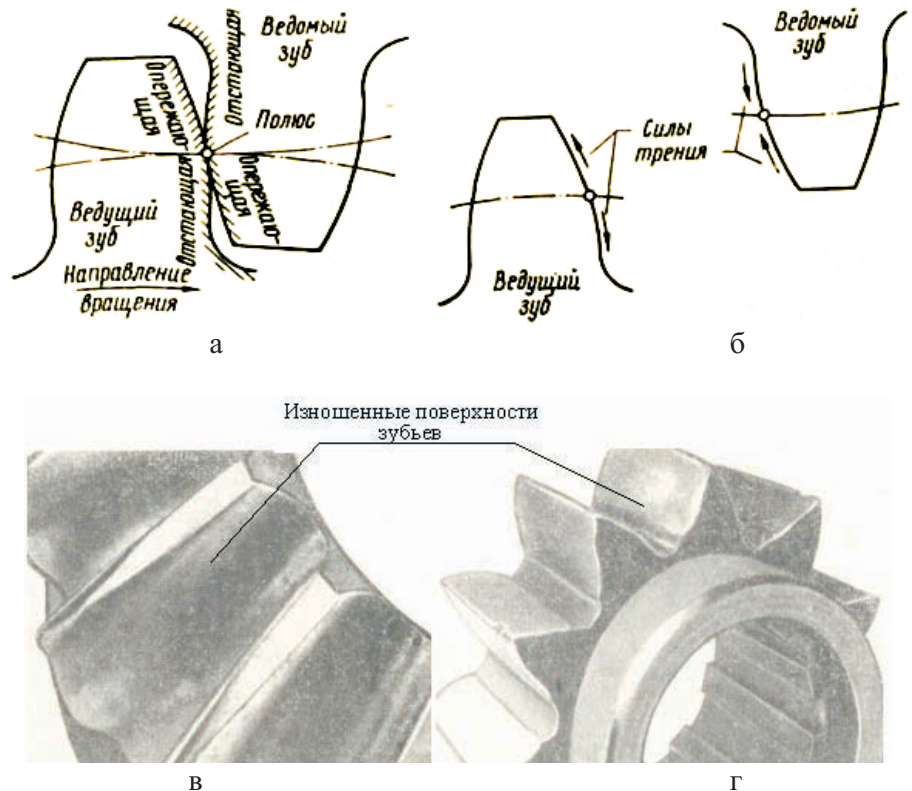


Рис. 3. Расположение отстающих и опережающих поверхностей (а) и направление сил трения (б) на ведущем и ведомом профилях зубьев и внешний вид изношенного конического (в) и цилиндрического (г) зубчатого колеса [4].

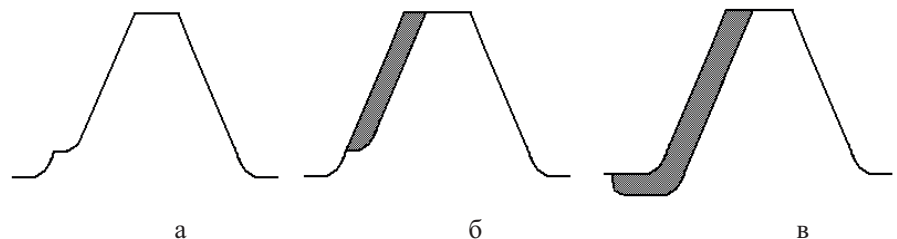


Рис. 4. Форма изношенного зуба шестерни (а) и возможные схемы его наплавки: б — восстановление первоначальных размеров зуба (схема 1); в — восстановительно-упрочняющая наплавка с заменой поврежденного материала в зоне концентрации напряжений у основания зуба (схема 2).

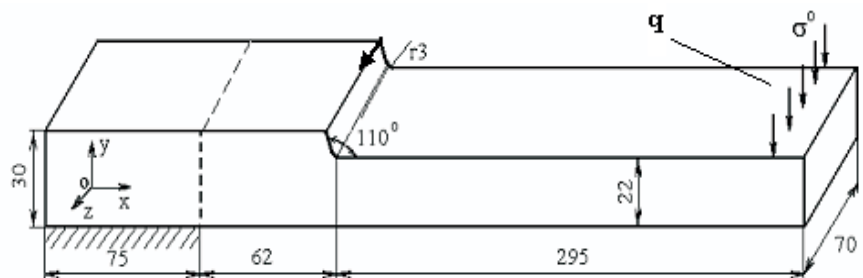


Рис. 5. Схема образца-имитатора для исследования усталостной прочности зуба шестерни (q — распределенная циклическая отнулевая нагрузка).

образцов были подвергнуты циклическим нагрузкам по аналогичной выше приведенной схеме, количество циклов — 10^5 . После этого три образца были разделаны под наплавку по

схеме, приведенной на рис. 6, а. Разделка в данном случае соответствовала схеме восстановительной наплавки, приведенной на рис. 6, б. Оставшиеся образцы были разделаны

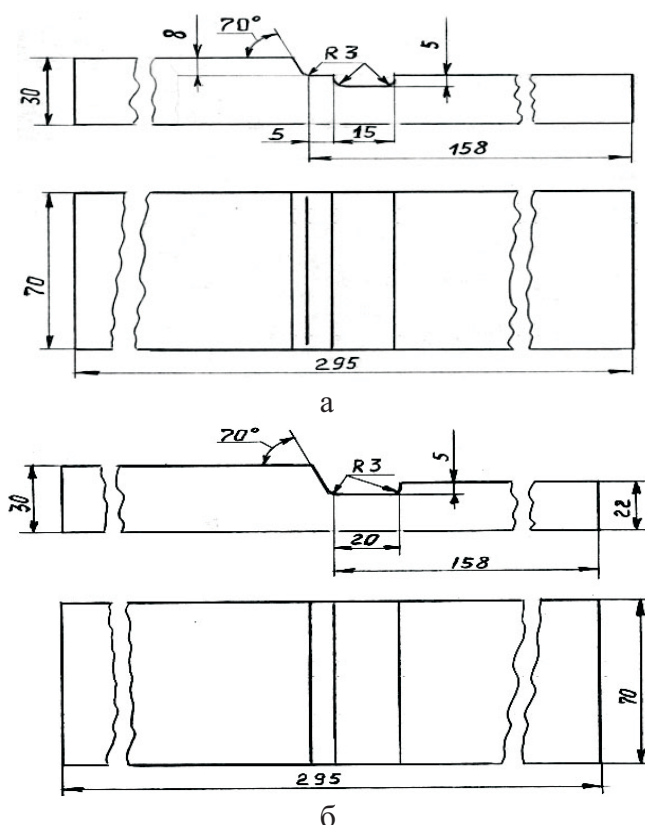


Рис. 6. Образцы для испытаний усталостной прочности: а — образец с разделкой под наплавку по схеме 1; б — образец с разделкой под наплавку по схеме 2.

под наплавку по схеме, приведенной на рис. 6, б. Эта разделка соответствовала схеме восстановительно-упрочняющей наплавке, приведенной на рис. 4, в.

Образцы наплавляли сплошной проволокой Нп-30ХГСА диаметром

2,2 мм под флюсом АН-26П. Режим наплавки: напряжение 32 В; ток 300 А; скорость наплавки 18 м/ч. После наплавки производили шлифовку образцов на заданные размеры.

Готовые образцы повторно подвергались циклическим отнулевым

нагрузкам до появления усталостных трещин. В среднем, наплавленные по восстановительной схеме образцы до разрушения выдержали $1,87 \cdot 10^4$ циклов. Образцы, наплавленные по восстановительно-упрочняющей схеме, выдержали $2,23 \cdot 10^5$ циклов.

Выводы. Таким образом, предварительно циклически нагруженные образцы, наплавленные по восстановительно-упрочняющей схеме 2, имеют на порядок больший послеремонтный ресурс по сравнению с образцами, наплавленными по восстановительной схеме 1. Увеличение послеремонтного ресурса достигнуто за счет удаления основного металла, имеющего усталостные повреждения, а также за счет существенно меньших растягивающих остаточных наплавочных напряжений у концентратора напряжений в корне зуба шестерни.

ЛИТЕРАТУРА

1. Механическая часть тягового подвижного состава. / Под ред. Бирюкова И.В. — М: Транспорт, 1992. — 440 с.
2. Магистральные электровозы. Механическая часть / Под ред. Бочарова В.И. — М.: Машиностроение, 1991. — 230 с.
3. Василько М.М. Электровоз ВЛ80. Руководство по эксплуатации / [Василько М.М., Девятков А.С., Кучеров А.Ф. и др.]. — [2-е изд.]. — М.: Транспорт, 1990. — 454 с.
4. Тылкин М.А. Повышение долговечности деталей металлургического оборудования. — М.: Металлургия, 1971. — 608 с.