

ражение момента внутренних напряжений и приравнять его изгибающему моменту [6]:

$$M = 2 \int_0^{h/2} \sigma_I b y dy, \quad (5)$$

где b – ширина сечения;
 h – высота сечения.

Это уравнение на основании (3) с учетом упругопластических деформаций запишется в виде:

$$M = EI \chi - \int_0^{h/2} \omega e_I b y dy, \quad (6)$$

где I – момент инерции сечения.

Упругие деформации необходимо учитывать при получении деталей операциями гибки, в других процессах обработки металлов давлением эти деформации очень малы по сравнению с пластическими деформациями и поэтому при расчетах формоизменения в пластической области ими пренебрегают. В связи с этим упрощим выражение для изгибающего момента, взяв только пластические деформации, из (3) получим:

$$\sigma_I = E e_I \omega(e_I), \quad (7)$$

тогда

$$M = \int_0^{h/2} E e_I \omega(e_I) b y dy. \quad (8)$$

В точке перехода от упругих напряжений к пластическим, они равны между собой и равны напряжению текучести (материал не упрочняющийся)

$\sigma_{упр} = \sigma_s = \sigma_I$. Отсюда $e_I = \frac{\sigma_s}{E}$. Подставляя полученное выражение в (8) и,

учитывая, что $\omega = I$ для идеально пластичного материала получим:

$$M = \int_0^{h/2} \sigma_s b y dy = \sigma_s b \frac{y^2}{2} \Big|_0^{h/2} = \sigma_s b \frac{h^2}{8}.$$

$$M = \int_{-h/2}^0 \sigma_s b y dy = \sigma_s b \frac{y^2}{2} \Big|_{-h/2}^0 = -\sigma_s b \frac{h^2}{8}.$$

$$M_{\Sigma} = \left| \sigma_s b \frac{h^2}{8} \right| + \left| -\sigma_s b \frac{h^2}{8} \right| = \sigma_s b \frac{h^2}{4}. \quad (9)$$

где σ_s – предел текучести материала.

Получили выражение для пластического изгибающего момента. Похожее выражение было получено в работах многих исследователей, так напри-

мер, в работе [3] при условии, что изгиб осуществляется по сравнительно большому радиусу, когда нейтральная поверхность совпадает с срединной поверхностью заготовки ($\rho_n = r + \frac{s}{2} = R - \frac{s}{2}$), деформирование происходит без упрочнения, толщина упругодеформированного слоя мала, то выражение для изгибающего момента для единичной ширины заготовки имело вид:

$$M = \int \sigma_s \rho d\rho + \int_{\rho_n}^{\rho_s} \sigma_s \rho d\rho = \sigma_s \frac{R^2 - \rho_n^2 - \rho_s^2 + r^2}{2} = \sigma_s \frac{(R - \rho_n)(R + \rho_n) - (\rho_n - r)(\rho_n + r)}{2} = \sigma_s \frac{R + \rho_n - \rho_n - r}{4} = \sigma_s \frac{s^2}{4},$$

где R – радиус кривизны наружной поверхности;
 r – радиус кривизны внутренней поверхности;
 ρ_n – радиус кривизны нейтрального слоя.

Вывод. На примере теоретического анализа процесса упругопластического изгиба удалось упростить выражение для определения изгибающего момента в пластической области. Разработанный подход можно применить к теоретическому анализу процесса профилирования, который схематически представляет собой локальное деформирование оболочек вращения. Опираясь на хорошо разработанный математический аппарат теории оболочек и применяя его к анализу напряженно-деформированного состояния при профилировании ободьев колес, можно добиться учета большего количества факторов, влияющих на распределение деформаций по толщине оболочки, тем самым значительно повысить точность исследования и наметить пути усовершенствования процесса.

Список использованных источников: 1. Потекушин Н.В. Исследование процесса радиального профилирования // Н.В. Потекушин // Автомобильная промышленность. – 1976. – №4. – С. 31-35. 2. Потекушин Н.В. Экспериментальное исследование процесса формообразования профилированных ободьев // Н.В. Потекушин // Автомобильная промышленность. – 1977. – №1. – С. 33-36. 3. Попов Е.А. Основы теории листовой штамповки / Попов Е.А. – М.: Машиностроение, 1977. – 278 с. 4. Тимошенко С.П. Пластинки и оболочки [Текст] / С.П. Тимошенко, С. Войновский-Кригер. – М.: Наука, 1966. – 635 с. 5. Матвийчук В.А. Совершенствование процессов локальной ротационной обработки давлением на основе анализа деформируемости металлов: монография / В.А. Матвийчук, И.С. Алиев. – Краматорск: ДГ МА, 2009. – 268 с. 6. Ильишин А.А. Пластичность. Упругопластические деформации. Ч 1 / А.А. Ильишин. – М.: ОГИЗ, 1948. – 377 с.

Поступила в редакцию 11.05.2012

УДК 621.757

В.М. Липка, Мелитополь, Украина
Ю.Л. Рапацкий, канд. техн. наук, Севастополь, Украина

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ СБОРКЕ АВТОМОБИЛЬНЫХ СИЛОВЫХ АГРЕГАТОВ

Розглянути технологічні проблеми підвищення надійності різьбових з'єднань у автомобільних силових агрегатах. Аналізуються результати виробничого експерименту на Мелітопольському моторному заводі. Наведено рекомендації з підвищення надійності різьбових з'єднань технологічними методами.

Рассматриваются технологические проблемы повышения надежности резьбовых соединений в автомобильных силовых агрегатах. Анализируются результаты производственного эксперимента на Мелитопольском моторном заводе. Приводятся рекомендации по повышению надежности резьбовых соединений технологическими методами.

Technological problems of increasing of reliability of screw—thread junctions in motor-car power aggregate are considering. The results of production experiment on the Melitopol engine plant are analyzing. Recommendations of increasing of reliability of screw—thread junctions by technological methods are represented.

Постановка проблемы. Конкуреноспособность сложных изделий машиностроения, таких, как силовые агрегаты (СА) для легковых автомобилей, существенно зависит от их надежности, которая, в свою очередь, в значительной мере определяется технологией изготовления деталей и качеством сборки готовой продукции. По разным оценкам, до 15-20% отказов СА в процессе эксплуатации прямо либо косвенно обусловлены низкой надежностью резьбовых соединений (РС), обеспечить стабильное высокое качество сборки которых в условиях крупносерийного производства крайне сложно. Примером такого производства является изготовление СА для автомобилей «Сенс» и «Ланос», на хозрасчетном предприятии (ХРП) «АвтоЗА3-Мотор» (г. Мелитополь), где выпускается более 75000 шт. в год СА различных модификаций. Собранный СА включает в себя инжекторный двигатель рабочим объемом 1,3 либо 1,4 литра в сборе с механизмом сцепления, коробку передач, а также систему впрыска топлива, стартер, генератор, насос системы охлаждения и ряд других узлов. Подавляющее большинство разъемных соединений в СА являются резьбовыми, более 80% из которых непосредственно влияют на работоспособность готового изделия при эксплуатации его на автомобиле.

Восстановление работоспособности СА после отказа, вызванного неисправностью РС, в большинстве случаев требует существенных материальных затрат, а в гарантийный период ведет к прямым убыткам для производителя.

Вопросам автоматизированной сборки РС посвящены многие отечественные и зарубежные публикации, но в них недостаточно внимания уделено анализу факторов, вызывающих отказы изделий с РС при эксплуатации. Про-

блема повышения надежности РС на этапе их изготовления, т.е. технологическими методами, остается актуальной.

Целью статьи является исследование влияния совместного влияния различных факторов на причины возникновения отказов РС, а также анализ способов повышения надежности изделий машиностроения с такими соединениями.

Анализ результатов исследований. В соответствии с технической документацией на СА, для большинства РС конструктивно заданы посадки 6H/6h либо 5H/6h, точное соблюдение которых в целом позволяет обеспечить необходимый уровень качества сборки. Вместе с тем, в реальных производственных условиях ХРП «АвтоЗА3-Мотор», при невозможности сплошного контроля геометрических и точностных параметров всей номенклатуры болтов и шпилек, программа выпуска которых составляет по каждому наименованию от 75 до 750 тысяч в год, а также параметров гаек и резьбовых отверстий в корпусных деталях, соблюдение указанных посадок не всегда возможно обеспечить и возникает вероятность отказа изделий в процессе эксплуатации. [2,3,4]

При свинчивании и затяжке РС в технологическом процессе автоматизированной сборки применяются различные методы и способы приложения крутящего момента к ключу. При этом необходимо отметить, что чем выше требования к точности затяжки, тем ниже производительность технологического процесса, что повышает издержки предприятия и снижает экономическую эффективность его деятельности. Кроме того, каждый способ затяжки, осуществляемый с помощью специализированного оборудования, требует индивидуального подхода к выбору метода контроля качества сборки РС. Поскольку наиболее важным параметром является величина натяжения болта, контролировать которую в ходе автоматизированной сборки практически невозможно, то точность процесса затяжки зависит от корректности установления функциональной связи между фактическим усилием натяжения болта и контролируемым параметром, в роли которого может выступать крутящий момент, угол поворота головки болта либо гайки, удлинение стержня болта, деформация прокладки и т.д. Наименее точным, вместе с тем самым высокопроизводительным и наиболее распространенным является метод приложения контролируемого значения крутящего момента. При этом крутящий момент $M_{КЛ}$, прикладываемый к ключу, уравнивается суммой двух моментов [2,3]:

$$M_{КЛ} = M_p + M_T, \quad (1)$$

где $M_{КЛ}$ - крутящий момент на ключе; M_p - момент в резьбе; M_T - момент сил трения по торцу головки болта либо гайки. При автоматизированной сборке завинчивание и затяжка резьбовых соединений производится, как правило, с помощью приспособлений, заранее отрегулированных на оп-

ределенную величину крутящего момента, по достижении которого дальнейшая затяжка прекращается. По данным [2,3], разброс значений момента $M_{КЛ}$ из-за погрешности приспособлений может достигать 35%, при этом их конструкция не позволяет определить наличие случайным образом возникшего натяга в процессе свинчивания, за счет которого возникает неконтролируемый момент сопротивления вращению гайковерта при затяжке. В случае, если $M_{КЛ} \approx M_p$, что имеет место при наличии натяга в резьбовом соединении, то затяжка автоматически прекращается и соединение считается затянутым, но требуемое натяжение болта либо шпильки при этом не достигается. Как показали эксперименты, проведенные на ХРП «АвтоЗА3-Мотор», соотношение значений M_p и M_T в выражении (1), является случайной величиной и меняется в широких пределах, что может приводить, например, к разбросу величины фактического натяжения стержней шатунных болтов двигателя модели 307 до 25-35% в одном изделии, где их используется 8 шт. Существенным недостатком рассматриваемого метода является также наличие в растянутом стержне болта напряжений кручения, совместное действие которых с напряжениями растяжения может приводить к деформации стержня и его обрыву. При значительных знакопеременных нагрузках, сопровождающихся вибрациями и резкими перепадами температур, как это имеет место в СА, наличие напряжений кручения в стержне болта может приводить к релаксации (ослаблению) затяжки соединения и к его отказу.

Как установлено в [3], значение момента в резьбе M_p , даже при отсутствии в ней натяга, существенно зависит от значений коэффициентов трения. Максимальное усилие натяжения болта достигается при наибольшем значении прикладываемого момента и наименьших значениях коэффициентов трения. Усилие натяжения болта будет иметь минимальное значение при минимальном моменте и наибольших значениях коэффициентов трения. На величину коэффициента трения в каждом резьбовом соединении будет влиять совокупность многих факторов, среди которых наиболее существенными являются величины полей допусков резьб, отклонения формы и профиля резьбовых изделий, шероховатость поверхностей резьб, наличие и толщина покрытий на резьбовых изделиях, наличие на них смазки, различных посторонних частиц, металлической пыли, стружки и т.д. Из результатов экспериментальных исследований, проведенных на ХРП «АвтоЗА3-Мотор» и изложенных в [3], следует, что изменение значения коэффициентов трения от 0,10 до 0,14 при колебаниях прикладываемого момента в пределах 44–56 Н·м приводит к изменениям усилия натяжения болта на 30–45%. Если максимальное значение усилия натяжения болта, вызывает напряжение затяжки, не превосходящее $0,9 \sigma_T$ (σ_T – предел текучести материала болта), то в собранном узле могут наблюдаться незатянутые соединения. Если же максимальное усилие натяже-

ния болта вызывает напряжения, превосходящие σ_T , то уже в процессе сборки могут происходить разрушения затягиваемых соединений. Разрушение болта, например, в резьбовом отверстии в блоке цилиндров, приводит к необходимости замены блока либо выполнения достаточно сложного ремонта, что приводит к росту внутрипроизводственных издержек предприятия. Следует отметить, что, по результатам проведенных авторами исследований параметров трения в резьбовых соединениях наблюдается большой разброс величин коэффициентов трения в резьбе μ' и по торцу болта (гайки) μ_0 . Величина μ' имеет более значительный разброс, что свидетельствует о существенно более низком качестве изготовления резьбовой поверхности, по сравнению с торцом болта или гайки, либо шайбы, если она используется в рассматриваемом РС. В автомобильной промышленности практически не используются шлифованные резьбы, для снижения себестоимости резьбовых деталей их изготавливают высокопроизводительным методом накатывания. Кроме того, при затяжке РС, по данным [2,3], примерно 90% работы тратится на преодоление сил трения и упругое закругление элементов соединения и только около 10% непосредственно связано с созданием в болте необходимого усилия натяжения. Из изложенного следует, что при контроле затяжки РС по величине прикладываемого крутящего момента с большой вероятностью возможно появление недотянутых или перетянутых болтов и гаек, что, в конечном итоге, приводит к преждевременному выходу из строя собираемых изделий.

Как показали экспериментальные исследования, проведенные на ХРП «АвтоЗА3-Мотор», именно качество резьбовых деталей и особенности применяемой технологии автоматизированной сборки в наибольшей мере, среди прочих факторов, определяют надежность РС при их последующей эксплуатации. Проанализируем подробнее процесс изготовления деталей с наружной резьбой, входящих в состав РС в СА, в рассматриваемом случае – болтов и шпилек М5...М12. В условиях крупносерийного производства экономически наиболее целесообразно применение метода резьбонакатывания на двухроликовых станках. Несмотря на простоту выполнения технологических операций, накатывание резьбы является сложным, многопараметрическим, стохастическим процессом. Из-за сложности анализа и моделирования процесса накатывания резьбы во многих случаях считается, что рекомендации по выбору силы и длительности накатывания, содержащиеся в различных нормативных документах, носят условный характер и в производственных условиях значения технологических параметров часто подбирают опытным путем. Вместе с тем в последние годы были получены математические модели, в частности, [5], позволяющие с достаточной точностью рассчитать режимы резьбонакатывания, однако результаты их применения не позволяют оценить вероятность изготовления качественных метизов. Вероятность изготовления качест-

венных деталей с наружной резьбой в целом характеризуется надежностью процесса резьбонакатывания, но такой анализ в литературе не приводится.

Резьбонакатывание позволяет в большинстве случаев обеспечить выпуск качественной продукции, однако в условиях реального производства невозможно исключить различные отказы в ходе технологического процесса, которые могут быть как независимыми, так и взаимосвязанными между собой. На рисунке 1 представлен анализ результатов производственного эксперимента, проведенного на ХРП «АвтоЗА3-Мотор», в виде графов состояний процесса накатывания наружной резьбы на деталях автомобильных СА, при возникновении различных отказов.

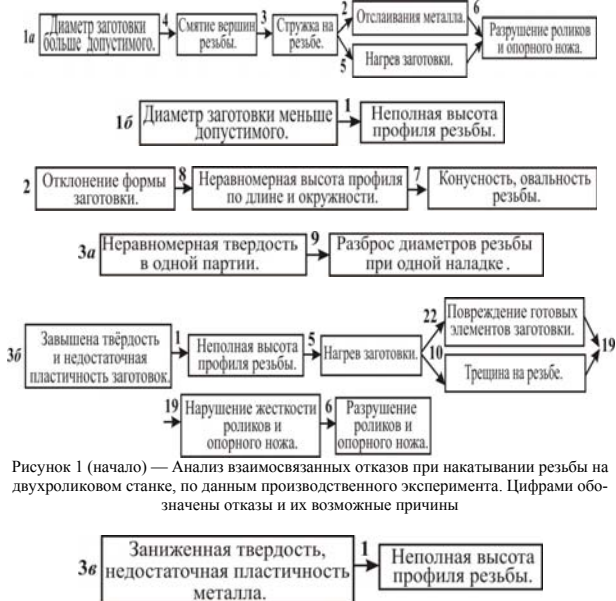


Рисунок 1 (начало) — Анализ взаимосвязанных отказов при накатывании резьбы на двухроликовом станке, по данным производственного эксперимента. Цифрами обозначены отказы и их возможные причины



Рисунок 1 (продолжение)

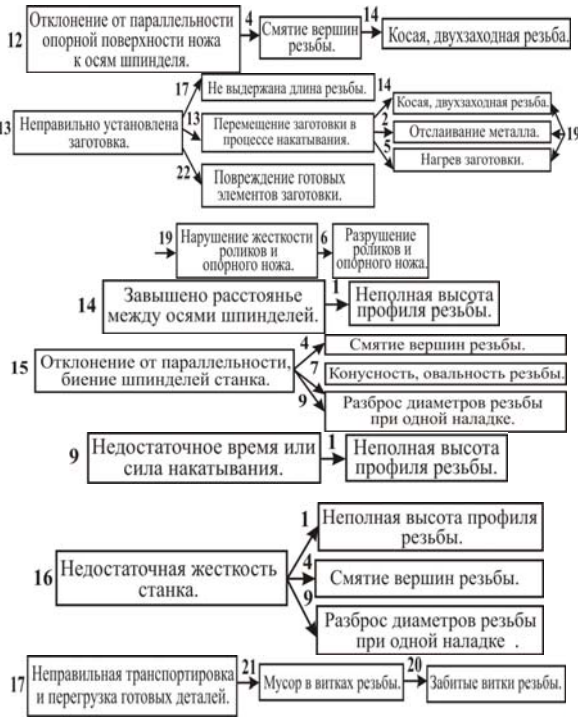


Рисунок 1 (окончание).

Как видно из рисунка 1, по результатам производственного эксперимента классифицированы 17 основных факторов, способных вызвать значительно большее количество различных отказов, в том числе и взаимосвязанных. Рассматриваемая технологическая система может быть описана с помощью математической модели, построенной по методике [1]. Отметим необходимые допущения и ограничения. Будем считать потоки отказов всех элементов пу-

ассоновскими, а время их восстановления подчиняющимся экспоненциальному закону. Потоки взаимосвязанных отказов также можно считать пуассоновскими, поскольку вероятностью одновременного выхода из строя двух и более элементов можно пренебречь.

На характеристики потока восстановлений оказывает влияние дисциплина ремонта, поэтому будем считать, что восстановление начинается мгновенно после выявления отказа.

В результате решения методом Гаусса системы уравнений, составленной по методике [1], можно получить вероятности пребывания системы в рабочем и отказовых состояниях, что позволяет оценить надежность процесса резьбонакатывания и определить степень влияния каждой из выявленных причин отказов на способность рассматриваемой технологической системы в произвольный момент времени выпускать качественную продукцию.

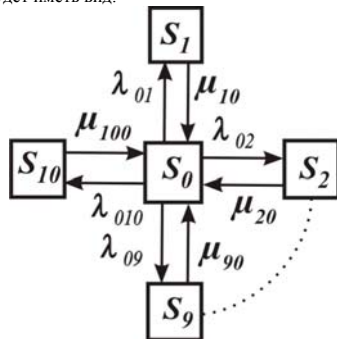
В таблице 1 приведена часть количественных экспериментальных данных по основным видам отказов, возникающих в процессе накатывания. Результаты получены на двухроликковых станках типа GWR-80

Таблица 1 – Результаты производственного эксперимента

	Резьба М10×1,25 N=15000 шт. Полуавтоматический режим накатывания	Резьба М8×1,25 N=20000 шт. Автоматический режим накатывания
Стружка на резьбе	8...10	20...100
Косая резьба	2...40	0...10
Короткая резьба	2...40	1...200
Снятие вершин резьбы	2...10	3...200
Неполная высота профиля	2...20	5...40
Отслаивание металла	0...5	0...8
Конусность и овальность резьбы	0...20	0...5
Колебания среднего и наружного диаметра	0...20	0...50
Выкрашивание резьбовых ниток в месте совпадения с фаской	0...10	0...10
Забойны на резьбе	5...20	0...8

Экспериментально установлено также, что отказы, возникающие в процессе накатывания, могут быть как независимыми друг от друга, так и взаимосвязанными. Рассмотрим упрощенную математическую модель надежности процесса накатывания, пренебрегая вероятностью возникновения взаимосвязанных отказов. Будем рассматривать резьбонакатной станок как дискрет-

ную систему, для которой состояние S_0 – станок исправлен, параметры резьбовых деталей соответствуют всем требованиям; S_1 – диаметр заготовки больше или меньше допустимого; S_2 – отклонения формы заготовки; S_3 – неравномерная твердость и пластичность заготовок в одной партии; S_4 – отклонения фаска заготовки; S_5 – износ роликов; S_6 – отклонения от параллельности опорной поверхности ножа и осями шпинделя; S_7 – неправильная установка заготовки; S_8 – завышенное расстояние между осями шпинделей; S_9 – отклонение от параллельности и биение шпинделей станка; S_{10} – недостаточная жесткость резьбонакатного станка. Из всех возможных случайных и параметрических отказов, возможных в процессе резьбонакатывания, выбраны только те, возникновение которых невозможно полностью предвидеть и предотвратить при технологической подготовке производства и техническом обслуживании оборудования. Граф состояний рассматриваемой системы в данном случае будет иметь вид:



Предполагая потоки отказов и восстановлений простейшими, а время безотказной работы t_0 и время восстановления работоспособности после отказа t_r распределенными по экспоненциальному закону, запишем для рассматриваемого случая систему уравнений Колмогорова, с помощью которых, используя условие нормировки, определим финальные вероятности $P_0...P_{10}$ пребывания исследуемого в состояниях $S_0...S_{10}$.

$$\begin{cases}
 P_0 = \left(1 - \lambda_{01}/\mu_{10} + \lambda_{02}/\mu_{20} + \dots + \lambda_{010}/\mu_{100}\right)^{-1} \\
 P_1 = P_0 \lambda_{01}/\mu_{10} \\
 P_2 = P_0 \lambda_{02}/\mu_{20} \\
 \dots \\
 P_{10} = P_0 \lambda_{010}/\mu_{100}
 \end{cases} \quad (1)$$

Решение полученной системы уравнений позволит количественно оценить влияние каждого из основных факторов, имеющих место при резьбонакатывании, на надежность рассматриваемого процесса и предложить меры по увеличению выпуска качественной готовой продукции за счет снижения количества отказов различных видов.

При анализе надежности РС и процесса изготовления деталей с резьбой необходимо отметить, что для общепринятые законы распределения, обычно применяемые для описания надежности технических систем, не вполне адекватно описывают надежность оборудования, элементы которого подвержены совместному действию внезапных и износных отказов. Совместное действие внезапных и постепенных (износных) отказов приводит к значительному возрастанию их общей интенсивности и существенно большему снижению надежности автоматизированного технологического оборудования по сравнению с их влиянием по отдельности. Вероятность безотказной работы при совместном действии внезапных и износных отказов может быть более точно определена по формуле [1]:

$$P(t) = e^{-\lambda P_u(t)}. \quad (2)$$

Для начального момента времени $t = 0$, соответствующего началу эксплуатации нового элемента, входящего в состав технологического оборудования, $P_u(t=0) = 1$. В дальнейшем $P_u(t)$ изменяется по следующему закону [1]:

$$P_u = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_0^{\infty} e^{-\frac{(t-t_0)^2}{2\sigma^2}} dt; \quad (3)$$

где t – наработка элемента; T – среднее значение его долговечности.

В случае если элемент не новый и имеет уже наработку t_0 , то

$$P(t) = e^{-\lambda t} \frac{P_u(t_0 + t)}{P_u(t_0)}. \quad (4)$$

Графики надежности элементов для такого случая показаны на рисунке 2.

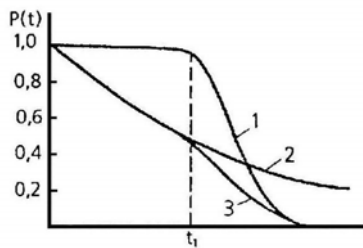


Рисунок 2 – Графики изменения надежности P(t)

1 – изменение надежности при действии только износовых отказов; 2 – изменение надежности при действии только внезапных отказов $P(t) = e^{-\lambda t}$; 3 – изменение надежности при совместном действии внезапных и износовых отказов $P(t) = e^{-\lambda t} P_w(t)$.

Как видно из графиков, надежность оборудования, с учетом совместного действия внезапных и износовых отказов, не подчиняется экспоненциальному закону и на интервале $t > t_1$ значительно ниже величины, соответствующей влиянию только внезапных отказов.

Выводы и рекомендации. Как следует из анализа результатов проведенных исследований, проблема обеспечения качества и надежности РС остается актуальной. Существующее технологическое оборудование для сборки РС не позволяет гарантировать создание расчетной величины осевых усилий в стержне болта либо шпильки при достижении заданного момента затяжки, что является одной из главных причин отказов готовых изделий при эксплуатации. Для повышения качества автоматизированной сборки РС в условиях крупносерийного производства целесообразно использовать рекомендации, приведенные в [2,3,4]. Надежность РС существенно зависит от качества изготовления резьбовых деталей, в частности, с наружной резьбой, которое, в рассматриваемом случае, в целом характеризуется надежностью процесса накатывания резьбы. Для повышения надежности процесса резьбонакатывания следует принимать меры по исключению причин отказов, показанных на рисунке 1. Как видно из рисунка 1, значительная часть отказов при резьбонакатывании вызваны неправильной установкой заготовки в станок, что может приводить не только к выпуску брака, но и к отказу оборудования. Особое внимание следует уделять точности размеров и формы заготовок под резьбонакатывание, поскольку недопустимые отклонения указанных параметров

приводят не только к браку, но и к отказам инструментов. Повышение стойкости резьбонакатных роликов также позволяет повысить надежность резьбонакатывания. Значительную роль в повышении надежности резьбонакатывания играет пластичность и другие механические свойства заготовок, которые необходимо проверять при поступлении новой партии металла. Целесообразно использовать результаты, полученные в [5], для более точного расчета технологических параметров процесса резьбонакатывания. Для более точной оценки параметров надежности технологического оборудования, применяемого при изготовлении резьбовых деталей и автоматизированной сборке РС, элементы которого подвержены совместному действию внезапных и степенных отказов, следует использовать выражения (2...4). Решение системы уравнений (1) для рассматриваемой технологической системы, позволяет выделить доминирующие факторы в снижении надежности процесса резьбонакатывания. В целом проведенные исследования позволяют с позиций системного подхода оценить надежность технологического процесса резьбонакатывания как составную часть решения задачи обеспечения надежности и высокого качества сборки РС в СА.

Направление дальнейших исследований связано с разработкой более совершенных технологических методов и технических средств обеспечения сборки надежных РС в условиях крупносерийного производства, что позволит повысить надежность и конкурентоспособность СА, выпускаемых ХРП «АвтоЗАЗ-мотор». Результаты исследований могут применяться также на других машиностроительных предприятиях.

Список использованных источников: 1. Паиков Е.В. Транспортно-накопительные и загрузочные системы в сборочном производстве: учеб. пособие / Е.В. Паиков, В.Я. Копп и др. – К.: УМК ВО, 1992. – 536 с. 2. Липка В.М. Повышение качества автоматизированной сборки силовых агрегатов автомобилей на основе анализа усилий, возникающих в резьбовых соединениях // В.М. Липка, Ю.Л. Рапацкий // Автоматизация: проблемы, идеи, решения: Материалы междунар. научн.-техн. конф., г. Севастополь, 6–10 сентября 2010. – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2010. – С.238-242. 3. Исидельский Г.Б. Затяжка и стопорение резьбовых соединений: Справочник / Г.Б. Исидельский, Ю.В. Шарловский — 2-е изд. — М.: Машиностроение, 1985. — 224 с. 4. Липка В.М. Оценка влияния параметров резьбовых крепежных изделий на качество сборки силовых агрегатов автомобилей // В.М. Липка, Ю.Л. Рапацкий // Вестник СевНТУ. Вып. 107: Машиностроение и транспорт: сб. науч. тр.; Севастоп. нац. тех. ун-т.– Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2010. — С.121—127. 5. Липка В.М. Математическая модель накатывания наружных резьб роликами // В.М. Липка, Ю.Л. Рапацкий // Вестник СевНТУ. Вып. 111: Машино-приборостроение и транспорт: сб. науч. тр.; Севастоп. нац. тех. ун-т.– Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2011. — С.138—143.

Поступила в редакцию 15.06.2012

В.А. Логоминов, А.И. Гермашев, В.А. Кришталь
Ю.Н. Внуков, д-р техн. наук, Запорожье, Украина

О ХАРАКТЕРИСТИКЕ ЖЕСТКОСТИ ДЛЯ ТОНКОСТЕННОЙ ДЕТАЛИ ТИПА «ЗАЩЕМЛЕННОЙ ПЛАСТИНЫ»

Розглянуті питання термінології щодо характеристики жорсткості тонкостінних деталей типу «затиснених пластин». Розглянуті фактори, що впливають на їх жорсткість. Показано відмінність понять «нежестка» та «маложестка» деталь. Запропоновано використовувати поняття «тонкостінна» для деталей типу «затиснених пластин». Показаний зв'язок між характеристиками, що впливають на жорсткість деталі, та її частотою власних коливань. В якості прикладу тонкостінних деталей типу «затиснених пластин» розглянуті лопатки осевих моноколес авіаційних газотурбінних двигунів.

Рассмотрены вопросы терминологии для характеристики жесткости тонкостенных деталей типа «затисненных пластин». Рассмотрены факторы, влияющие на их жесткость. Показано отличие понятий «нежесткая» и «маложесткая» деталь. Предложено использовать понятие «тонкостенная» для деталей типа «затисненных пластин». Показана связь между характеристиками, влияющими на жесткость детали, и частотой ее собственных колебаний. В качестве примера тонкостенных деталей типа «затисненных» рассмотрены лопатки осевых моноколес авиационных газотурбинных двигателей.

The problems of terminology to describe the stiffness of thin-walled workpieces called "clamped plate". The factors influencing their stiffness are considered. Difference of terms of "nonrigid" and "flexible" workpiece is disclosed. The term "thin-walled" is proposed to use for the workpieces called "clamped plates". The relationship between the characteristics influencing the stiffness of the workpiece and the frequency of their natural oscillations is disclosed. As an example thin-walled parts of the "clamped plate" axial blisk of gas-turbine aero-engine is considered.

Анализ большого числа диссертационных работ, монографий и статей выявил неоднозначность трактовки понятия жесткости для тонкостенных обрабатываемых деталей. Например, Куклев [1] пишет: «по геометрической форме, размерам, значению модуля упругости материалов и схеме нагружения различают категории массивных и нежестких деталей». Массивными он называет конструкции деталей, габаритные размеры которых равны или мало отличаются друг от друга, идеальными являются детали симметричной формы – куб или шар. К нежестким конструкциям он относит детали с различными размерами поперечных сечений $A \times B$, длин l , толщин стенок t и высот H . Нежесткость конструкции деталей описывает количественным соотношением размеров. Так, например, нежесткие круглые пластины имеют $H \leq (0,2-0,3)D$, гладкие и ступенчатые валы – $l \geq 15D$, трубчатые детали – $t \leq 0,05D$ [2]. Предпринимались попытки классифицировать детали по четырем категориям жесткости: очень жесткие (массивные), повышенной, средней и малой жесткости [3].

За более полный критерий нежесткости также предлагалось принять несущую способность конструкции детали [1], которая является функцией их размеров, геометрических характеристик поперечного сечения и расчетного сопротивления нагрузкам. Такая неопределенность понятия жесткость не массивных деталей привела к тому, что в одних работах тонкостенные детали называют нежесткими [1, 4, 5, 6], а в других – маложесткими (но все-таки жесткими) [7, 8, 9].

По нашему мнению методической основой для разработки классификации по жесткости тонкостенных деталей высокой точности может быть принята количественная взаимосвязь жесткости и массы, предложенная В.И. Журавлевым [10]. Действительно, в современном машиностроении весьма часто прибегают к тонкостенным конструкциям обеспечивающим высокую жесткость и прочность при сравнительно небольшом весе.

ГОСТом 30987-2003 «Основные нормы взаимозаменяемости. Назначение размеров и допусков для нежестких деталей» дается однозначное определение нежесткой детали [11]. В нем указано, что нежесткой называется деталь, которая деформируется до такой степени, что в свободном состоянии выходит за пределы допусков размеров и (или) формы и расположения, относящихся к детали в закрепленном состоянии. Причем под свободным понимается состояние детали на которую воздействует только сила тяжести.

Рассмотрим применение условия нежесткости для случая, когда обрабатываемая деталь является тонкостенной защемленной пластиной. На рис. 1 приведена схема нагружения защемленной балки с размерами: L – вылет, h – высота, B – ширина, нагруженной равномерно распределенными силами собственного веса, где величина прогиба определяется формулой (1) [12].

$$f = \frac{q \cdot L}{8 \cdot E J_x} \text{ при } z = 0. \quad (1)$$

В этой формуле учтены все характеристики детали, которые отвечают за её жесткость, – как способность сопротивляться образованию деформации в виде её прогиба.

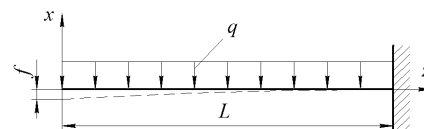


Рисунок 1 – Схема нагружения защемленной балки силами собственного веса

Рассмотрим влияние всех составляющих формулы (1) на величину прогиба, под действием собственного веса.