

З. Ю. Асланов, канд. техн. наук, **С. М. Абдуллаева**, аспирант.
Азербайджанский Государственный Экономический Университет
Тел./Факс: +994503840144; E-mail: sevinc120483@gmail.com

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ФАКТОРОВ ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ РАБОТОСПОСОБНОСТЬ РЕДУКТОРА ПРИВОДА СТАНКА КАЧАЛКИ

Рассмотрены основные факторы определяющие работоспособность конкретной продукции машиностроения – редуктора привода станка качалки. Анализирована роль основных факторов и указано, что работоспособность редуктора привода станка качалки определяют величина окружного мертвого хода, параметры износа валов и зубчатых колес. Предложены метод определения величины окружного мертвого хода и пути повышения триботехнических свойств.

Ключевые слова: основные факторы, работоспособность, редуктор привода, величина окружного мертвого хода, параметры износа

Z. Y. Aslanov, S. M. Abdullayeva

BENCH OF SHADOOF OF THE BASIC FACTORS DEFINING WORK ABILITY REDUCTION GEAR DEFINING

He have been considered defining problem of the basic factors defining work ability of the reduction gear of shadoof bench of the harvest of concrete machine building. He have been shown that bench of shadoof defines parameters of to be eating. Method of specify of the price of the round dead going-away offered and concrete practical measures have been developed for his being diminished.

Key words: reduction gear, basic factors, round dead going-away, practical measures

Введение. Известно, что во время эксплуатации увеличение окружного мертвого хода (ОМХ) редуктора ухудшает его работоспособность что в целом отрицательно влияет на работоспособность всего устройства. Поэтому, при анализе факторов эксплуатации очень важна оценка влияния значения ОМХ на надежность работы устройства [1, 2].

Методом тензометрии было изучено влияние значения ОМХ на неравномерность передачи крутящего момента коленчатого вала и на значение и характер напряжения в зубчатых шестернях и конических роликовых подушках. Контроль за нагрузкой, передаваемой на рычаг, осуществлялся при помощи тензодатчиков на стенде, имитирующем условия эксплуатации редуктора.

Измерение ОМХ произведено при постоянном значении (0,3 Н·м) момента статического трения. Построены характерные тензограммы, полученные в течение одного оборота рычага при различных значениях ОМХ и под постоянной нагрузкой в 350 Н·м. На тензограммах указаны нулевые линии графиков осциллографов.

Графики 1 и 2, показанные на тензограммах отражают напряжения зубьев шестерен. Графики имеют вид, характерный для эвольвентной зацепки. Передатчики прикреплены только к одному зубу каждого колеса. 7 зубьев малого зубчатого колеса сцепляется 3 раза за период одного оборота рычага и это отражают точки А, В, С графика 1. 8 зубьев большой шестерни делают один оборот за один оборот рычага, и это отражается точкой D на графике 2. С увеличением ОМХ увеличиваются напряжения в соприкасающихся зубьях шестерен, это демонстрирует переходящий из ровной линии в пикообразную форму характерный скачок (точка В). Нагрузки пикообразного характера в зубьях указывают на увеличение ОМХ и в особенности на удары в интервале 430-570°.

Таким образом, анализ тензограмм позволил выявить характер напряжений в зубьях шестерни исходя из значения ОМХ. На основе тензограмм были построены графики, показывающие зависимость напряжений в зубьях шестерни от ОМХ при максимальной нагрузке. Как можно заметить, при увеличении ОМХ редуктора нагрузка в зубьях шестерен увеличивается скачкообразно. Так, если принять за 100% напряжение при ОМХ равном 115° , то при ОМХ равном 570° напряжение составит 220%.

График напряжения в рычаге имеет синусоидальный характер, а это свидетельствует об изменяющемся знаке нагрузки. В течение одного оборота в рычаге меняется напряжение и зависит от положения шейки "К". В точках 1 и 3 напряжение в рычаге соответствует нулевым значениям. Точки 2 и 4 соответствуют максимальной напряженности, но разнонаправлены, в точке 2 его значение больше и это объясняется влиянием силы инерции нагрузки.

Изменение напряжений в подшипнике имеет также синусоидальный характер, но в левой нижней части тензограммы имеет искаженную форму. Синусоидальный характер напряжений в подшипниках соответствует направлению и значению напряжений в рычаге. Искаженная часть в нижней левой ветви связана с влиянием осевой нагрузки шестерни с косыми зубьями на подшипник 8 (рис. 1). В рычаге шестерня с косыми зубьями и в условиях изменения знака нагрузки изменяются направления сил, вызванных шестерней, и в соответствии с этим имеет место загрузка или разгрузка подшипника, на что и указывают тензодатчики.

Исследование вибрации также проводилось на основе тензограмм, на них обнаружены колебательные процессы деталей редуктора. На тензограммах показаны отличительные кривые (рис. 2), отражающие колебания деталей редуктора. Кривые 1 и 2 характеризуют колебания шестерен на графиках отражающих напряжения в рычаге (кривая 3) и подшипнике (кривая 4) в более отходящих от нулевой линии местах наблюдаются колебания, зарегистрированные в виде зубьев. Обработка регистрации колебаний произведена в соответствии с основными положениями виброметрии и теории колебаний [3, 4].

На графиках (рис. 3) показана зависимость амплитуды колебаний шестерни, рычага и подшипника от значений нагрузки и ОМХ. Как видно из графиков, при увеличении нагрузки и ОМХ рычага увеличивается амплитуда колебаний для всех деталей. Однако для каждой детали наблюдается уникальность: так что, при ОМХ от 115° до 305° амплитуда колебаний шестерни немного снижается, а от 305° до 570° скачкообразно увеличивается. При нагрузке 9.35 кг·м и ОМХ 210° наблюдается повышение амплитуды колебаний. Очевидно, что это связано с резонансом. Промежуточные пустоты в шлицевом соединении оказывают положительное влияние на амплитуду колебаний шестерни [5].

В результате происходит компенсация погрешностей изготовления и монтажа шестерни. Получается своего рода "плавающий крюк", он помогает уменьшить амплитуду колебаний. Кроме того, значительное уменьшение промежуточных пустот в шлицевых соединениях и связанное с этим увеличение ОМХ увеличивают амплитуду колебаний шестерни. При низких нагрузках в рычаге и подшипнике амплитуда колебаний слабо зависит от значения ОМХ. Таким образом, увеличение ОМХ от 115° до 305° приводит к небольшому уменьшению амплитуды колебаний рычага при большинстве случаев нагрузки.

Это событие связано с колебаниями шестерни, расположенной на поверхности рычага. При последующем увеличении ОМХ наблюдается скачкообразное повышение амплитуды колебаний рычага. С ростом ОМХ при тенденции в основном равномерного уве-

личения амплитуды колебаний рычага и подшипника зарегистрирован скачкообразный рост амплитуды колебаний, вызванных резонансными событиями в нескольких точках. Амплитуда колебаний деталей редуктора показаны на рис. 4. Характеристические тензограммы напряженностей в деталях редуктора были получены для нижеследующих значений ОМХ: а - 115°, б - 210°; с - 305°; с - 430°; d - 570°

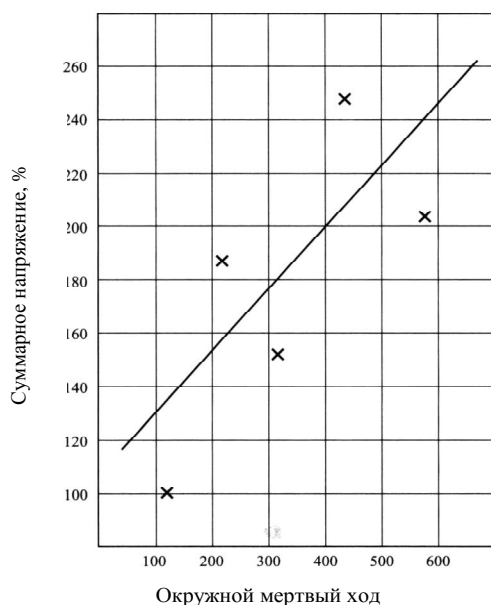


Рис. 1. Зависимость изменения напряженностей зубьев шестерни от значения ОМХ при нагрузке $M=350 \text{ Nm}$

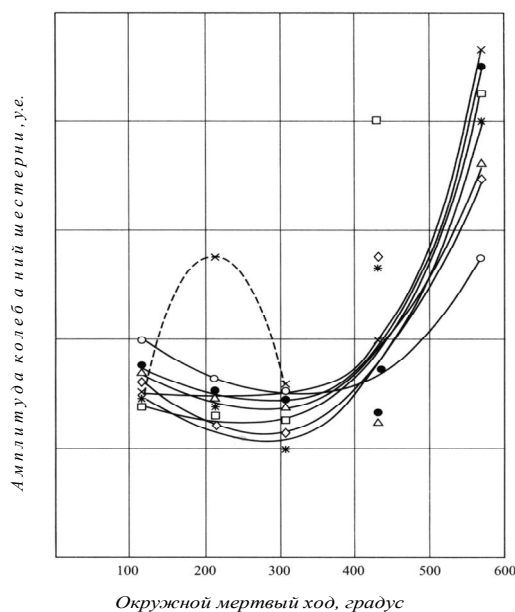


Рис. 2. Изменение амплитуды колебаний шестерни от нагрузки и ОМХ: опытные нагрузки:

○- $M= 54 \text{ Nm}$, Δ - $M= 175,4 \text{ Nm}$, *- $M= 281 \text{ Nm}$, ●- $M=134 \text{ Nm}$,
 ◇- $M= 227,7 \text{ Nm}$, □- $M= 350 \text{ Nm}$, х- $M= 93,5 \text{ Nm}$ - - резонанс

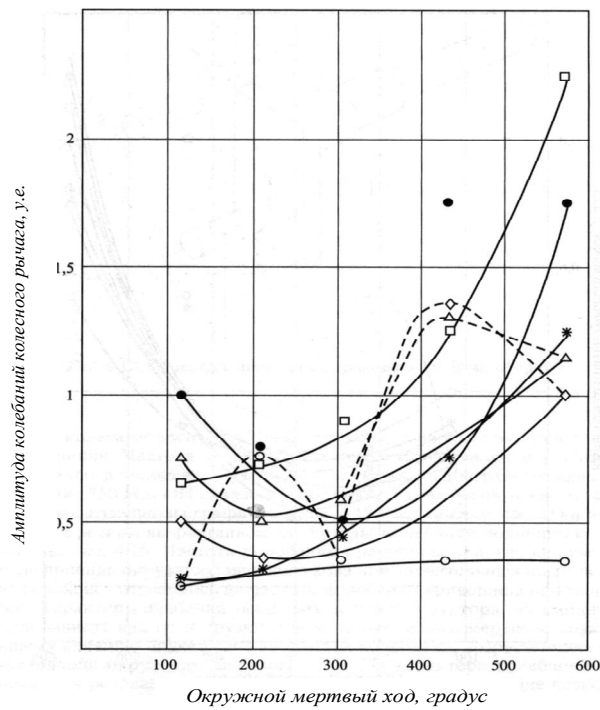


Рис. 3. Изменение амплитуды колебаний шестерни в зависимости от нагрузки и ОМХ: опытные нагрузки:

○- M= 54 Nm Δ - M= 175,4 Nm *- M= 281 Nm
 ●-M=134 Nm ◇- M= 227,7 Nm □-M= 350 Nm - - α - резонанс

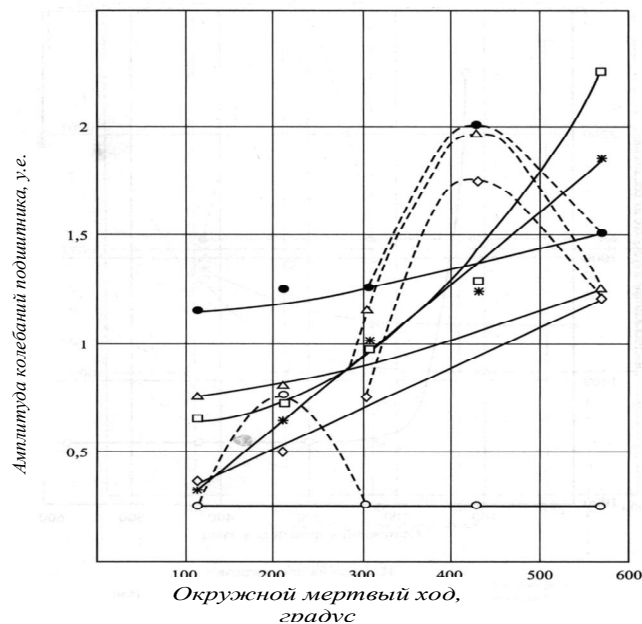


Рис. 4. Изменение амплитуды колебаний подшипника в зависимости от нагрузки и ОМХ: опытные нагрузки:

○- M= 54 Nm Δ - M= 175,4 Nm *- M= 281 Nm
 ●-M=134,1 Nm ◇- M= 227,7 Nm □-M= 350 Nm - - - резонанс

Как видно, при увеличении ОМХ от 115° до 570° напряженности увеличиваются в 3-3,5 раза. Графики частоты колебаний основных деталей редуктора отражают те же тенденции. Например, частота колебаний зубчатого колеса при увеличении ОМХ от 110° до 210° снижается, по крайней мере в два раза. Тем не менее, при последующем увеличении нагрузки, а также ОМХ, частота колебаний остается практически неизменной. Частота колебаний зубчатого колеса меняется в несколько раз от количества зубьев и количества оборотов. Уменьшение в два раза колебаний зубчатого колеса объясняется положительным влиянием промежуточных полостей в шлицевых соединениях.

Было установлено, что в основных режимах экспериментов частота колебаний подшипника с увеличением ОМХ меняется немного. Тем не менее, при нагрузке 350 Нм частота уменьшается с увеличением ОМХ. Уменьшение частоты колебаний происходит одновременно с увеличением амплитуды колебаний подшипника. Было установлено, что частота колебаний рычага заметно уменьшается с ростом ОМХ при больших нагрузках. Отмечено резонансное событие в частоте колебаний рычага при низких нагрузках.

Было установлено, что характер колебаний основных деталей редуктора зависит и от нагрузки, и от значения ОМХ. Амплитуда колебаний редуктора же подвержено большему влиянию, так как с увеличением ОМХ она еще более увеличивается. В характере колебаний также неоспоримо влияние резонансных событий, они периодически являются причиной скачкообразного роста амплитуды колебаний основных деталей редуктора.

Усиление вибрации основных деталей редуктора приводит к повышению неравномерности передачи крутящего момента колесным рычагом. В течение одного оборота колесного рычага происходит изменение знака нагрузки в деталях редуктора и в связи с этим ОМХ выбирается два раза. В кинематической цепи редуктора в момент выбора промежуточных пустот повышается скорость движения колесного рычага. Скорость этого движения определяется по следующей формуле:

$$V = V_0 + \omega_r t, \quad (1)$$

здесь V_0 – рабочая скорость колесного рычага; $\omega_r = \text{const}$ – касательный импульс; t – время выбора ОМХ. С увеличением ОМХ редуктора увеличивается и его время выбора, в соответствии с этим повышается и скорость V . В последний момент выбора ОМХ колесным рычагом происходит изменение скорости до V_0 в течение очень короткого времени t , то есть имеет место удар. Во время удара изменение количества движения колесного рычага может быть определено следующим образом:

$$m(V - V_0) = \sum S_k. \quad (2)$$

Таким образом, в течение удара изменение количества движения колесного рычага равно сумме ударных импульсов воздействующих на колесный рычаг. Оно, в течение этого времени, многократно больше влияния всех внешних сил, то есть импульсов. С увеличением ОМХ увеличивается сумма ударных импульсов, воздействующих на колесный рычаг, значит, увеличивается и деформация деталей редуктора и амплитуда колебаний, а также увеличивается неравномерность передачи крутящего момента колесного рычага. Все это приводит к существенному увеличению износа деталей редуктора и потере его эксплуатационных свойств.

Один из основных показателей, описывающих состояние редуктора, является напряжения в зубьях шестерен. Износ зубьев способствует повышению динамического распределения нагрузки, падающей на них. Общий износ деталей редуктора, то есть износ шлицевых соединений зубьев, подшипников и др. приводит к увеличению ОМХ. Таким образом, определение зависимостей между суммой напряжений и ОМХ редуктора в зубьях шестерен является задачей имеющей практическое значение. Чтобы исследовать эту зависимость, было произведено 100 измерений. На основании полученных данных была построена область корреляции.

Характер расположения точек в области корреляции показывает, что теоретически линия регрессии является прямой, то есть определяется линейным уравнением [3]:

$$\overline{y_x} = a + b_x, \quad (3)$$

здесь a и b – неизвестные параметры. Чтобы вычислить теоретическую линию регрессии были сгруппированы полученные данные и собраны в корреляционную таблицу. Неизвестные параметры a и b определяются из нижеследующих уравнений [2]:

$$\sum y = na + b \sum x, \quad (4)$$

$$\sum yx = a \sum x + b \sum x^2. \quad (5)$$

Но в корреляционной таблице варианты x , y и их комбинации встречаются с определенной частотой. Поэтому все суммы в уравнениях: $\sum x$, $\sum x^2$, $\sum y$, $\sum xy$ проще рассчитывать сбалансированным способом. Чтобы это показать, на каждом знаке суммы мы будем ставить жирную точку: $\dot{\sum} x$, $\dot{\sum} x^2$, $\dot{\sum} y$, $\dot{\sum} xy$. Таким образом, каждый из этих знаков будет иметь двойной смысл: простая и сбалансированная сумма.

Аналогично то же самое можно сказать и для других сумм ($\dot{\sum} x^2$, $\dot{\sum} y$, $\dot{\sum} xy$).

Тогда систему нормальных уравнений (5) можно написать в нижеследующем виде:

$$\dot{\sum} y = na + b \dot{\sum} x, \quad (6)$$

$$\dot{\sum} xy = a \dot{\sum} x + b \dot{\sum} x^2 \quad (7)$$

Нормальные уравнения для корреляционной таблицы можно написать следующим образом:

$$\begin{aligned} 254 &= 100a + 3000b, \\ 83650 &= 30000a + 11000000b \end{aligned}$$

Решив систему уравнений, получим: $a = 1,43$ вѣ $b = 0,0037$, откуда

$$y_x = 0,43 + 0,0037x \quad (8)$$

В соответствии с этим уравнением строим линию регрессии в области корреляции. Как видно из графика, росту 100° ОМХ редуктора соответствует рост $0,4 \text{ кг/мм}^2$ напряжений в зубьях шестерен. Чтобы определить прочность связей, между ОМХ и напряжением в зубьях шестерен вычисляем коэффициент корреляции по известной формуле.

Заключение. Было определено что, работоспособность редуктора возможно повысить путем уменьшения начального значения ОМХ и повышением износостойкости шлицевых валов. Для уменьшения начального значения ОМХ было предложено изготавливать в цельном виде зубчатые шестерни с валом. Соединение зубчатых шестерен в блоке позволило уменьшить начальное значение ОМХ с $100\text{-}190^\circ$ до $57\text{-}113^\circ$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Асланов З. Ю. Определение динамики оптимального технического уровня качества изготовления машиностроительной продукции / З. Ю. Асланов // Стратегични напрями розвитку національної економіки у посткризовий пер'їд: Зб.матеріалов II міжнародної науково-практичної інтернет-конференції. – Львів: СПОЛОН, 2013. – С. 58–62.
2. Гафаров А. М. Прогрессивные методы механической обработки. – Баку: Эльм, 2012, I том. 286 с., II том. – 310 с.
3. Асланов З. Ю. Некоторые вопросы управления качеством машиностроительной продукции в Азербайджане / З. Ю. Асланов // X-я Мет. науч. Конф. «Актуальные вопросы современной техники и технологии» Сборник докладов Россия. – Липецк, 2013г. 26 января. – С. 180–182.
4. Асланов З. Ю. Определение оптимального уровня качества и конкурентоспособности машиностроительной продукции. Ташкент Довлат Иктисодиет Унверситети. «Иктисодиет ВА ТАЪЛИМ». 2013. – №4, – С. 29–32.
5. Дудорин В. И. Построение динамических имитационных моделей производственных систем. – М.: МИУ, 2004. – 376 с.

Поступила в редколлегию 22.12.2015 г.