

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ РЕВЕРС-РЕДУКТОРА ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ КОРМОВ "ВОЛГАРЬ-5" ОТ ВОЗДЕЙСТВИЯ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Ковальчук Александр Николаевич, кандидат технических наук, доцент,
доцент кафедры «Безопасность жизнедеятельности», ИЗКиП
Красноярский государственный аграрный университет, Красноярск, Россия
e-mail: can-koval@mail.ru

Аннотация. Дана методика анализа нагруженности деталей редуктора от воздействия упругих моментов крутильных колебаний. Формирование нагруженности рассматривается на основе распределения узлов низших форм колебаний по силовому валопроводу. Частоты и формы свободных колебаний определены на основе эквивалентных разветвленных динамических моделей реверс-редуктора для прямого и обратного вращения.

Ключевые слова: нагруженность, упругий момент, крутильные колебания, силовой валопровод, эквивалентная динамическая схема.

STUDY OF THE LOAD OF THE REVERSE GEARBOX OF THE FODDER GRINDER "VOLGAR-5" UNDER THE IMPACT OF TORSIONAL VIBRATIONS

Kovalchuk Alexander Nikolaevich, candidate of technical sciences, associate professor,
docent of the department of «Life Safety», Institute of Land Management, Cadastre and
Environmental Management
Krasnoyarsk state agrarian university, Krasnoyarsk, Russia
e-mail: can-koval@mail.ru

Abstract. A technique for analyzing the loading of gear parts from the impact of elastic moments of torsional vibrations is given. The formation of loading is considered on the basis of the distribution of nodes of the lower vibration modes along the power shafting. The frequencies and forms of free vibrations are determined on the basis of equivalent branched dynamic models of a reverse gear for forward and reverse rotation.

Key words: loading, elastic moment, torsional vibrations, power shafting, equivalent dynamic scheme.

Редуктор измельчителя "Волгарь-5", как и любой механизм, состоит из элементов, которые могут быть приведены к сосредоточенным массам (маховики) и упругим связям (валы, муфты, зубчатые передачи и др.).

Под действием внешних нагрузок (сопротивление резанию, неравномерность и неоднородность измельчаемого материала и др.) упругие элементы деформируются, а сосредоточенные массы вращаются с переменными скоростями. В результате этого упругие звенья периодически либо закручиваются, либо раскручиваются, что, в определенных условиях, может привести к перегрузкам и поломкам деталей редуктора. Воздействие переменных напряжений является также одной из основных причин (до 90%) усталостного разрушения деталей. [1].

Принимая во внимание, что значение динамических нагрузок зависит не только от величины движущего момента [2, 3], но и от динамической характеристики крутильной колебательной системы редуктора, рассматриваем в наших исследованиях редуктор как сложную крутильную систему, состоящую из ряда маховиков, связанных между собой упругими участками валопровода.

На рис. 1 представлены приведенные эквивалентные разветвленные динамические модели реверс-редуктора для прямого (а) и обратного (б) вращений. На расчетной динамической схеме показаны условно моменты инерции (J) и податливость деталей редуктора (e). Для определения собственных частот и форм крутильных колебаний указанных динамических систем применен метод остатка (Толле) [4, 5].

Этот метод основан на том положении, что при свободных крутильных колебаниях многомассовой системы сумма моментов сил упругости отдельных участков вала и моментов сил инерции всех колеблющихся масс должна равняться нулю: $\Sigma M_{уп} + \Sigma M_{ин} = 0$.

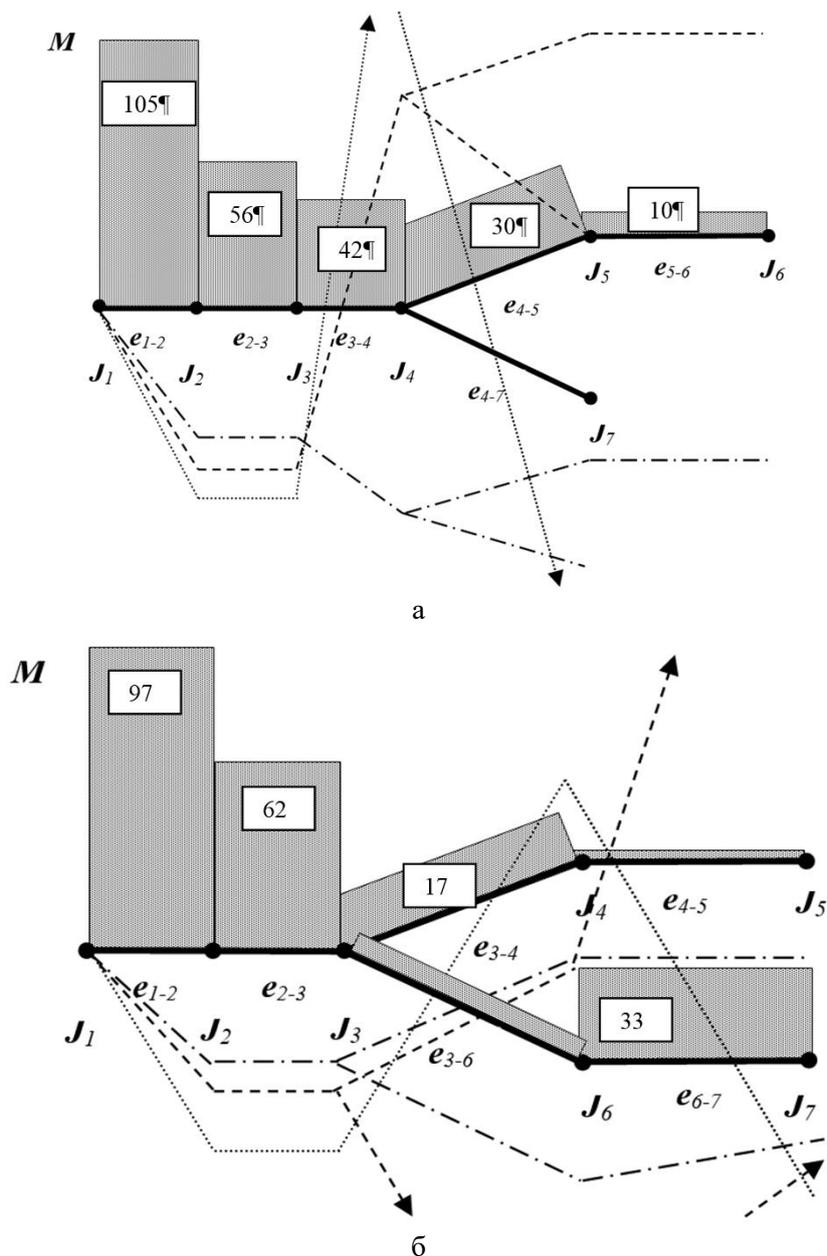


Рисунок 1 – Эквивалентная разветвленная динамическая система реверс-редуктора для прямого (а) и обратного (б) вращений:

..... (одноузловая), -----(двухузловая),(трехузловая) – низшие формы свободных колебаний; ($J_1 \dots J_7$) – моменты инерции; ($e_{1-2} \dots e_{6-7}$) – податливости; (M) – упругий момент, Н·м.

Задаваясь приближенно частотой ω_{c1} определяют величину ($\Sigma M_{уп} + \Sigma M_{ин}$) при колебаниях крутильной системы с этой частотой.

Если $\Sigma M_{уп} + \Sigma M_{ин} = R_1 \neq 0$ (где R_1 – положительный или отрицательный остаточный момент), то задаются другим значением частоты ω_{c2} и снова находят остаточный момент R_2 и т.д.

После некоторых попыток определяют искомую частоту ω , т.е. ту, для которой $R = 0$. Для приведенных эквивалентных систем редуктора было определено четыре формы свободных колебаний (ω) до верхней границы частотного диапазона 15000 с^{-1} . По своему численному значению частоты соответственно равны:

$$\begin{aligned} \omega_1 &= 1148/1197; \\ \omega_2 &= 2415/2664; \\ \omega_3 &= 2940/5998; \\ \omega_4 &= 6140/6251. \end{aligned}$$

В числителе указаны частоты для эквивалентной динамической системы редуктора прямого вращения (рис. 1 а), в знаменателе – частоты для эквивалентной динамической системы редуктора обратного вращения (рис. 1, б).

Определение частот и форм свободных колебаний было выполнено на ЭЦВ.

На рис 1 показаны первые три низшие формы свободных колебаний для прямого (а) и обратного (б) вращений редуктора.

Узел одноузловой формы колебаний проходит через участок от приводной звездочки до кулачковой муфты ведущего вала прямого (а) и обратного (б) вращений.

Двухузловая форма имеет своими сечениями: первый узел – участок от приводной звездочки до кулачковой муфты ведущего вала (рис.1, а, б); второй узел – участок ($e_{4.5}$) от шестерни ведомого вала ($Z = 32$) до ведомой звездочки прямого вращения (рис. 1, а), участок ($e_{3.4}$) между шестернями ведомого вала ($Z = 41$ и $Z = 32$) (рис. 1, б) для обратного вращения.

Трехузловая форма свободных колебаний имеет своими сечениями: первый узел – участок от приводной звездочки до кулачковой муфты ведущего вала прямого (рис. 1, а) и обратного (рис. 1, б) вращений; второй узел – участок ведомого вала между шестернями $Z = 32$ и $Z = 41$ для прямого вращения (рис. 1, а) и зацепления шестерен ведомого вала $Z = 41$ и $Z = 32$ для обратного вращения (рис. 1, б); третий узел – участок зацепления шестерен ведомого и ведущего валов ($Z = 41$ и $Z = 22$) для прямого вращения и зацепления шестерен ведомых валов ($Z = 32$ и $Z = 41$) для обратного вращения.

От воздействия различных форм крутильных колебаний детали редуктора нагружаются упругими моментами. Наибольшие значения упругих моментов соответствуют тем деталям, через которые проходят узловые сечения различных форм свободных колебаний. Упругие моменты от воздействия крутильных колебаний одноузловой формы для различных деталей редуктора представлены в виде заштрихованных прямоугольников (рис. 1, а, б). Наибольших значений упругий момент от воздействия одноузловой формы свободных колебаний достигает на участке от приводной звездочки до кулачковой муфты ведущего вала. Наименьшую нагрузку испытывает участок от шестерни ведомого вала ($Z = 32$) до ведомой звездочки прямого вращения (рис. 1, а). При обратном вращении наименьшую нагруженность испытывает зацепление шестерен ведущего и ведомого валов ($Z = 41$ и $Z = 22$) (рис. 1, б).

В целом при работе редуктора наибольшую нагруженность будет испытывать участок ведущего вала до кулачковой муфты, так как здесь имеется три узловых сечения частот свободных колебаний. Данный участок силового валопровода представляет особый интерес с точки зрения его нагруженности при работе измельчителя "Волгарь-5". Поэтому данный участок ведущего узла редуктора должен быть протензометрирован в эксплуатационных и натурных исследованиях.

Список литературы

1. Иванченко Ф.К. Динамика и прочность прокатного оборудования / Ф.К. Иванченко, П.И. Полухин, М.А. Тылкин [и др.]. – М., Металлургия, 1970. – 488 с.
2. Волков Д.П. Динамические нагрузки в универсальных экскаваторах-кранах / Д.П. Волков. – М., Машгиз, 1958. – 288 с.
3. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями / С.Н. Кожевников. – Киев, 1961. – 160 с.
4. Давыдов Б.Д. Статика и динамика машин / Б.Д. Давыдов, Б.А. Скородумов. – М., Машиностроение, 1967. – 432 с.
5. Ден-Гартог Дж. П. Механические колебания / Дж. П. Ден-Гартог. – М., Физматгиз, 1960. – 580 с.