

2. Мигушенко Р.П., Гусельников В.К., Кропачек О.Ю. Исследование абсолютного остаточного ресурса работоспособности форсунок дизель-генераторных установок // Вісник НТУ "ХПИ". –Харків: НТУ "ХПИ", 2003. –№ 26. –С.115-118.
3. Мигушенко Р.П., Гусельников В.К., Валуйская О.Ю. Классификация состояния форсунок дизель-генераторной установки по числовым характеристикам

// Вісник НТУ "ХПИ". –Харків: НТУ "ХПИ", 2004. –№ 5. С.88-92.

4. Обнаружение изменения свойств сигналов и динамических систем: Пер. с англ. / М. Басвиль, А Вилеки, А. Бенвенист и др. / Под ред. М. Басвиль, А Бенвиста. –М.: Мир, 1989. -278с.
5. Левин Б.Р. Теоретические основы статической радиотехники. –М.: Советское радио, 1975. -392с.

УДК 629.3.018.7.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УСЛОВИЙ ВОЗНИКНОВЕНИЯ В ГУСЕНИЧНОМ ОБВОДЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ

А.Г. Янчик

*Начальник инженерного факультета
Харьковского института танковых войск
НТУ "ХПИ", ул. Полтавский шлях, 192, г.
Харьков, Украина, 61034.
Контактный тел.: +38(057) 772-61-67*

Н.В. Кохановский

*Кандидат технических наук,
старший научный сотрудник научно-
исследовательской лаборатории
Харьковского института танковых войск
НТУ "ХПИ", ул. Полтавский шлях, 192, г.
Харьков, Украина, 61034
Контактный тел.: +38(057) 772-61-67*

С.В. Павленко

*Научный сотрудник научно-
исследовательской лаборатории
Харьковского института танковых войск
НТУ "ХПИ", ул. Полтавский шлях, 192, г.
Харьков, Украина, 61034.
Контактный тел.: +38(057) 772-61-67*

Рассмотрены вопросы, связанные с уменьшением виброактивности верхней свободной ветви гусеничного обвода. С целью проверки теоретических положений по динамике гусеничного обвода и уточнения полученных ранее результатов на физической модели гусеничного движителя экспериментально

исследованы области неустойчивости параметрических резонансных колебаний провисающего участка гусеничного обвода.

1. Введение

Одним из важнейших технических и эксплуатационных качеств для широкого класса современных быстроходных гусеничных машин (ГМ) разного функционального назначения является их подвижность. Последняя ограничивается не только тягово-скоростными возможностями, плавностью хода и проходимостью ГМ, но и динамической и вибрационной нагруженностью, условиями обеспечения устойчивости перематывания гусеничного обвода.

Проблема устойчивости в обводе гусеницы с резино-металлическими шарнирами (ГМ), обладающей значительной упругой податливостью, становится все более острой в связи с дальнейшим снижением модуля жесткости и увеличением динамических ходов подвески. Как известно [1], величина предварительного натяжения T_0 гусеницы с РМШ определяется, прежде всего, необходимостью обеспечения устойчивости гусеницы в обводе. Однако, высокий уровень T_0 увеличивает нагруженность узлов гусеничного движителя, снижает их работоспособность и увеличивает потери мощности в ходовой части. Поэтому исследования, направленные на отыскание путей снижения динамической нагруженности узлов гусеничного движителя и виброактивности провисающих гусеничных ветвей, повышения устойчивости гусеницы для быстроходных гусеничных машин являются актуальными.

Ниже рассматриваются вопросы, относящиеся к исследованиям динамики гусеничного движителя. Однако, все приведенные теоретические положения и результаты, предлагаемый метод экспериментального исследования применим и к более общим исследованиям динамики передач с гибкой связью.

В статье изложены данные экспериментальной проверки полученных ранее результатов математического моделирования процессов возбуждения в провисающей верхней свободной ветви гусеничного обвода резонансных параметрических поперечных колебаний. Полученные в стендовых условиях экспериментальные зависимости сопоставляются с результатами математического моделирования, оценивается степень совпадения результатов и выясняются условия применимости и правомочности принятых допущений.

2. Предмет исследования

Рассмотрим условия возникновения в провисающей верхней ветви гусеничного обвода резонансных поперечных колебаний. Известно [2], что вынужденные поперечные колебания провисающих гусеничных ветвей можно описать с помощью однородного дифференциального уравнения в частных производных:

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \lambda EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2 \partial t} - \rho I \frac{\partial^4 y}{\partial x^2 \partial t^2} - [T_{cv} + \Delta T(t)] \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = 0 \tag{1}$$

$$= \mu \left(\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} \right) = 0$$

при неоднородных краевых условиях на концах ветви

$$y(0,t) = \psi_1(t); y(l,t) = \psi_2(t) \tag{2}$$

и заданных начальных условиях

$$y(0,x) = f(x); \dot{y}(0,x) = F(x). \tag{3}$$

Неоднородные граничные условия определяют действующие на концевые опоры ветви кинематические возмущения, обусловленные вертикальными и продольно-угловыми колебаниями корпуса ГМ. Параметрические возмущения обусловлены переменностью натяжения в обводе из-за изменений геометрии и длины упругого гусеничного обвода при колебаниях корпуса ГМ. В уравнении (1) они представлены в виде переменной составляющей натяжения $\Delta T(t)$.

При выводе уравнения (1) пренебрегли звенчатым строением гусеничной ветви и она представлена в виде ленты с равномерно распределенными по длине изгибной жесткостью EI, моментом инерции ρI , погонной массой μ и вязким сопротивлением λ . Также пренебрегается начальной стрелой провисания гусеничной ветви. Так как каждый элемент ветви совершает продольное движение с относительной скоростью V, то в уравнении учтены действующие в обводе кориолисовы и центробежные силы инерции. Последнее обстоятельство особенно существенно для быстроходных ГМ, так как учет кориолисовых и центробежных сил инерции позволяет выявить зависимость собственных частот и форм колебаний от скорости перематывания обвода и получить условие потери динамической устойчивости обвода.

С помощью известной подстановки система (1)-(3) сводится к решению неоднородного уравнения с правой частью при однородных граничных условиях шарнирного закрепления ветви на концевых опорах [3]. Решение данного уравнения может быть получено только численным методом. Это решение громоздко и не обладает наглядностью. Проектировщика ГМ интересует, прежде всего, расположение областей неустойчивых решений уравнения (1). При этом следует исходить из того, что для гусеничного движителя самыми неблагоприятными являются резонансные поперечные колебания, происходящие по низшим формам. Обычный резонанс вынужденных поперечных колебаний, вызванный кинематическим возмущением, возникает при условии достаточно строгого совпадения частоты кинематического возмущения θ с собственной частотой поперечных колебаний ветви ω :

$$\theta = \omega \tag{4}$$

Выполнения этого условия довольно легко избежать соответствующей установкой поддерживающих катков, так

чтобы частоты возмущения были значительно меньше собственных частот поперечных колебаний каждой отдельной провисающей ветви. Кроме того, так как кинематический резонанс нарастает медленно, то его можно проскочить, изменив (увеличив) скорость движения. Гораздо опаснее параметрический резонанс, при котором возбуждение резонансных колебаний возможно на частотах гораздо меньших от частот возмущения, возбуждающих обыкновенный резонанс вынужденных колебаний. Кроме того, в отличие от обыкновенного резонанса, при параметрическом резонансе амплитуда нарастает по показательному закону. Это, наряду с наличием сплошных областей возбуждения (областей динамической неустойчивости), ширина которых зависит от амплитуды параметрического возмущения, увеличивает вероятность возникновения резонансных параметрических колебаний не только в установившихся, но и в переходных режимах.

Известно, что определение областей неустойчивых решений неоднородного уравнения с периодическими коэффициентами можно проводить из рассмотрения областей неустойчивости решений однородного уравнения. При этом исследование его неустойчивых решений при граничных условиях шарнирного закрепления ветви с помощью метода Галеркина сводится к исследованию областей неустойчивых решений уравнения Матье-Хилла:

$$\ddot{A}_n(t) + 2\epsilon_n \dot{A}_n(t) + \omega_n^2 [1 - 2\chi_n \cos \theta t] A_n(t) = 0, \tag{5}$$

$$\omega_{y_n} = \frac{n\pi}{l} \sqrt{\frac{T_{cv}}{\mu}} \sqrt{1 + \frac{EI n^2 \pi^2}{T_{cv} l^2}}; \epsilon_n = \frac{\lambda EI \frac{n^4 \pi^4}{l^4}}{2\mu \left(1 + \frac{\rho I n^2 \pi^2}{\mu l^2}\right)};$$

$$\chi_n = \frac{T_{cv}}{2 \left(T_{cv} + EI \frac{n^2 \pi^2}{l^2}\right)}. \tag{6}$$

В уравнении (5) ω_{y_n} представляют собой n-ую собственную частоту колебаний; ϵ_n - коэффициент затухания; χ_n - коэффициент возбуждения параметрических колебаний.

Как известно, уравнение Матье (5) при некоторых соотношениях между коэффициентами имеет неограниченно возрастающие решения. На плоскости параметров эти решения могут заполнять целые области, которым в данной физической задаче соответствуют области динамической неустойчивости. Последние находятся вблизи частот параметрического возмущения, удовлетворяющих условию:

$$\theta = \frac{2\omega_{y_n}}{k}, k=1,2,3,4,... \tag{7}$$

Значению k отвечает соответствующий порядковый номер параметрического резонанса.

3. Исследование условий возникновения в гусеничном обводе резонансных параметрических колебаний на физической модели

Экспериментальная проверка выполнения условия возникновения параметрических резонансных колебаний (7) проводилась на стенде, рис.1.

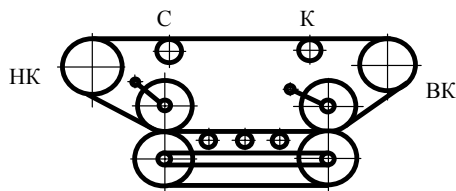


Рисунок 1. Схема гусеничного движителя

Стенд представляет собой физическую модель гусеничного движителя, выполненную с соблюдением физического и динамического подобия реальному объекту. Гусеница выполнена с последовательным резинометаллическим шарниром, опорные и поддерживающие катки – с внутренней амортизацией. Конструкция стенда позволяет изменять число и место расположения поддерживающих катков, задавать необходимое значение предварительного статического натяжения, плавно изменять скорость перематывания гусеничного обвода в широком диапазоне скоростей. Удобство проведения данного эксперимента на стенде состоит в том, что только на нем можно отделить параметрические возмущения от кинематических. На натурном объекте этого сделать невозможно, так как конструктивно параметрические возмущения вызываются кинематическими возмущениями.

Проверялись условия возникновения резонансных параметрических колебаний по первой форме колебаний, так как они представляют основную опасность для гусеничного движителя. Параметрические возмущения реализовывались заданием необходимых значений эксцентриситетов нагрузочным барабанам стенда. Колебательные процессы записывались с помощью скоростной киносъемки. Расшифровка экспериментальных данных осуществлялась по кадровым просмотром киноплёнки. Результаты экспериментов приведены на рис.2.

На рис.2 прямая 1 - определяет зависимость частоты параметрического возмущения от скорости перематывания обвода $\theta(t)$; прямая 2 – показывает значение 1-ой собственной частоты поперечных колебаний ветви СК ω_1 , значение которой определено при пренебрежении центробежными силами инерции (то есть, при $V=0$); кривая 3 – зависимость $\omega_1(V)$, полученная из выражения (6); кривая 4 – экспериментально полученная на стенде зависимость $\omega_1(V)$. По оси абсцисс звездочкой отмечены скорости перематывания обвода при которых возникали k-ые параметрические резонансные поперечные колебания ветви СК по первой форме колебаний. Значение скорости перематывания обвода $V_{кр}$, при котором значение ω_1 и удерживающие реакции на концевых опорах T_{cv} равны нулю, определено как критическое. При этом значении гусеничный обвод теряет устойчивость (гусеничная ветвь перестает быть колебательной системой).

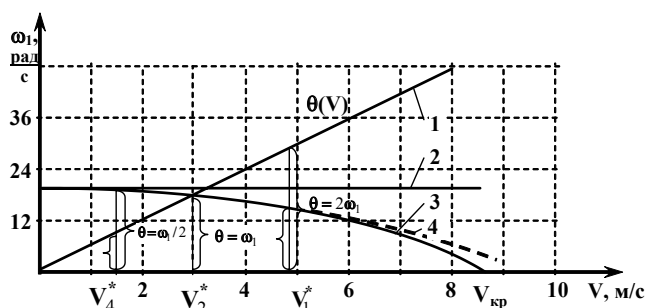


Рисунок 2. Расположение параметрических резонансов на оси скорости перематывания гусеничного обвода

4. Выводы по результатам экспериментов

4.1. Особенностью параметрических колебаний в провисающих гусеничных ветвях является не проявление в них нечетных параметрических резонансов. Исключение составляет главный, 1-ый параметрический резонанс, проявление которого имело свои особенности. При достаточном большом значении эксцентриситетов барабанов и при медленном прохождении скорости V_1 начинают проявляться поперечные колебания в виде второй формы. Это свидетельствовало о выполнении условия 2-го параметрического резонанса по второй форме колебаний: $\theta = \omega_2$. В момент времени, когда после некоторой раскачки, амплитуда второй формы колебаний становится больше стрелы провисания ветви СК, происходит изменение формы колебаний со второй на первую. При этом скачком увеличивается размах колебаний ветви, что свидетельствует о реализации 1-го параметрического резонанса по первой форме колебаний.

4.2. 2-ой параметрический резонанс проявляется при самом меньшем значении эксцентриситетов барабанов. Однако, самым опасным резонансом является 1-ый параметрический резонанс, который после его реализации имеет самый больший размах колебаний и самую широкую область неустойчивости на диаграмме Айнса – Стретта.

4.3. Ширина областей неустойчивости зависит от быстроты ее прохождения. Затягивание амплитудной характеристики в направлении увеличения частоты параметрического возмущения свидетельствует о влиянии на поперечные колебания гусеничной ветви “упругой нелинейности”, которую определяют в гусеничном обводе “цепные” усилия.

4.4. При синфазной установке эксцентриситетов барабанов (вертикальных колебаниях корпуса ГМ) для возникновения параметрических резонансных колебаний необходимо значительно меньшая амплитуда изменения натяжения, чем при асинфазной установке (продольно-угловых колебаниях корпуса ГМ). Поэтому, самыми вероятными и самыми опасными будут параметрические резонансные колебания по первой форме колебаний при вертикальных колебаниях корпуса ГМ.

4.5. Экспериментально не подтверждается существование критической скорости перематывания упругого обвода, при которой $\omega_1 = 0$. Это, очевидно, объясняется возрастающим с увеличением скорости перематывания обвода влиянием на колебательный процесс изгибной жесткости гусеничной ветви.

Литература

1. Платонов В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя. -М.: Машиностроение, 1973. –232 с.
2. Аврамов В.П., Епифанов В.В., Кохановский Н.В. Исследование вибраций верхней ветви гусеничного обвода//Сборник “Теория механизмов и машин”. Вып. 44. Харьков, 1988.-С.46-50.
3. Кошляков Н.С., Глинер Э.Б. Основные дифференциальные уравнения математической физики. –М.: Физматгиз, 1962.-767 с.