УДК 621.852.44.004

Бондаренко А.Г., Шпилевский В.И.

ЖЕСТКОСТЬ ЗУБЬЕВ РЕМНЕЙ

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Основной динамической характеристикой зубчатых ремней (ЗР) является жесткость зубьев, определяющая динамику взаимодействия зубьев ремня и шкива и дающая картину распределения нагрузки между зубьями ремня на дугах обхвата шкивов.

Известны исследования жесткости зубьев ЗР при статическом, медленном нагружении [1 - 3]. Однако в скоростных передачах зуб ремня испытывает знакопеременные динамические нагрузки, чередующиеся с фазами выстоя во время пробега ремня от одного шкива к другому. Величину динамической жесткости зубьев предгагается определять как отношение максимального усилия, действующего на зуб, к величине деформации зуба, измеренной сразу после нагружения [4]. Такая методика не позволяет выявить закономерность изменения жесткости зубьев ремня от параметров динамического нагружения и обладает определенной субъективностью при оценке величины деформации зуба.

В связи с этим, жесткость зубьев ремня определялась методом вынужденных колебаний с заданными динамическими параметрами. Параметры цикла нагружения зубьев ремня моделировались экспериментально в соответствии с реальными условиями их жесткости.

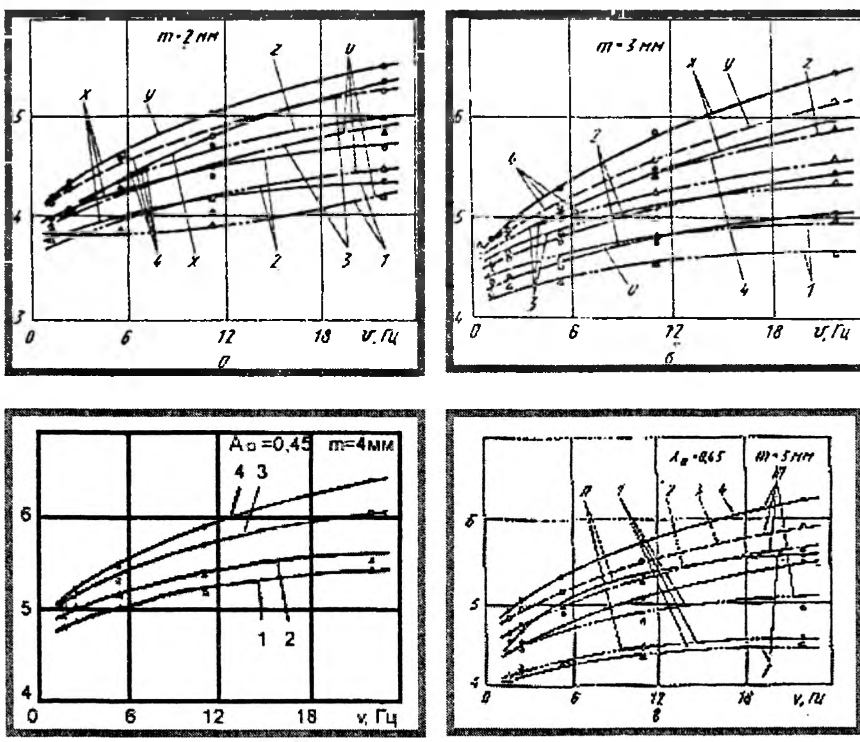

Рис. 1. а – г. Зависимость $E_{ДЗ}$ от частоты нагружения V для ремней различных модулей m при: *1*- Q_m = 1,0 Н/мм; *2* - Q_m = 2,0 Н/мм; *3* - Q_m = 3,0 Н/мм; *4* – 4,0 Н/мм; *X* - A_Q = 0,15; *Y* - A_Q = 0,45; *Z* - A_Q = 0,45; *U* - A_Q = 0,6; *I* – *HS* = 58,6 ед; *II* – *HS* = 64,2 ед; *III* – *HS* = 85,2 ед.

Режим нагружения зубьев выбран гармоническим, что соответствует характеру работы ремня и позволяет представлять любой режим нагружения вообще, как сумму гармонических составляющих.

Текущее значение деформации зуба ремня

$$f = f_m + f_a \cdot \sin\omega t, \text{ мм},$$

а удельное усилие на зуб ремня

$$Q_{об} = Q_m + Q_a \cdot sin\varpi t = Q_m(1 + \hat{r}_Q \cdot sin\varpi t),$$

где f_m, f_a - соответственно среднее и амплитудное значение деформации зуба ремня, мм; Q_m, Q_a - среднее и амплитудное значение удельного усилия на зуб ремня, Н/мм; A_Q - коэффициент амплитуды усилия; ϖ - круговая частота, с$^{-1}$.

Полная динамическая жесткость зуба ремня

$$E_{ДН} = {Q_a}/{f_a}.$$

При циклическом нагружении зуба ЗР, представляющего вязкоупругое тело, имеются гистерезисные потери в его материале. Поэтому связь между усилием и деформацией зуба можно представить в комплексной форме [5]

$$Q_a = \left|E'_{ДН} + iE''_{ДН}\right| \cdot f_a,$$

или

$$E_{ДН} = \sqrt{\left|E'_{ДН}\right|^2 + \left|E''_{ДН}\right|^2},$$

где $E'_{ДН} = E_{ДН} \cdot cos\varphi$ и $E''_{ДН} = E'_{ДН} \cdot sin\varphi$ - вещественная и мнимая части динамической жесткости; φ - угол сдвига фаз между усилием и деформацией зуба ремня (угол гистерезисных потерь).

Величина $E'_{ДН}$ определяет динамическую упругость зуба ремня, а $E''_{ДН}$ - механические потери на внутреннее трение в теле зуба ремня. Величина потерь определяется величиной модуля внутреннего трения $K = 2\pi E''_{ДН}$ или величиной относительного гистерезиса $Г = {2\pi E''_{ДН}}/{E_{ДН}}$.

Исследования динамической жесткости зубьев проводились на специальном стенде. Исследуемый зуб ремня вводился в зацепление с индентором, имеющим форму зуба шкива, закрепленным на датчике усилия в виде консольной тензобалки. Деформация зуба измерялась с помощью тензодатчика перемещений.

Объектом исследований являлись зубья зубчатых ремней с модулем 2, 3 и 4 мм – наиболее распространенных в приводах. Ремни изготавливались методом сборки. Ширина ремней 4; 8; 12,5; 16 и 20 мм, твердость резины зубьев ремней – 58,6; 64,2; 74,3; 85,2 HS.

Исследовалось влияние на величину динамической продольной жесткости следующих переменных факторов: частоты ν, среднего усилия $Q_{УД}$ и коэффициента A_Q.

В результате обработки полученных осциллограмм построены графические зависимости динамической жесткости зубьев $E_{ДЗ}$ от частоты нагружения ν при различных уровнях факторов (рис. 1, а – г). Анализ этих зависимостей показывает, что величина динамической жесткости зубьев $E_{ДЗ}$ зависит от частоты нагружения зуба ν и нелинейно увеличивается с ее возрастанием. Так при частоте ν = 22 Гц величина $E_{ДЗ}$ больше, чем при $E_{ДЗ} \to 0$ в 1,2 – 1,4 раза. Ее увеличение тем больше, чем больше Q_m. Увеличение Q_m с 1,0 Н/мм до 4,04 Н/мм приводит к возрастанию $E_{ДЗ}$ на 25%. Противоположный характер носит влияние A_Q на $E_{ДЗ}$ - при изменении A_Q от 0,15 до 0,6 величина $E_{ДЗ}$ уменьшается на 17%, причем это уменьшение увеличивается с ростом Q_m. Указанные явления можно объяснить нелинейной зависимостью жесткости зуба от действующего на него усилия. Величина угла гистерезисных потерь мало изменяется при варьировании таких параметров, как твердость зуба ремня, еще меньше ее зависимость от величин Q_m и A_Q. Однако с увеличением частоты ν угол φ быстро растет до ν = 6 Гц, после чего его увеличение не столь велико. Следовательно, механические потери в материале зуба ремня нелинейно увеличиваются с увеличением частоты нагружения зуба.

Для выявления взаимосвязи значений динамической $E_{ДЗ}$ и статической $E_{СЗ}$ жесткостей зубьев производили определение последней по методикам [1, 2]. В результате исследований установлено, что величину $E_{СЗ}$ для ремней различной твердости можно приближенно выразить через величину модуля сдвига G материала зуба. Выражение для определения E_{C3} для ремней модулем $m = 3$ мм при этом будет иметь вид

$$E_{C3} = 4G^{0.035} + Q_{\Sigma\Delta}\, 0{,}125,\ MO\breve{u}$$

Величины динамической $E_{Д3}$ и статической E_{C3} жесткостей зубьев связаны соотношением

$$E_{Д3} = E_{C3} \cdot K_{Д3},$$

где $K_{Д3}$ - динамический коэффициент.

Предложенная в настоящей работе методика определения динамической жесткости зубьев позволяет найти величину этой жесткости в условиях, близких к эксплуатационным. Показано, что величина динамической жесткости зубьев превышает статическую в 1,2 – 1,4 раза и увеличивается по мере возрастания частоты нагружения зубьев. Располагая значениями динамической жесткости зубьев, можно производить уточненный расчет распределения нагрузки между зубьями ремня и шкива и более точно судить о надежности и долговечности зубчатоременной передачи.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гуревич Ю.Е., Жуков К.П. Упругие характеристики зубчатых ремней. – В кн.: Передачи и опоры. – М.: Московский станкостроительный нн т, 1974. – с. 101 – 112. 2. Гуревич Ю.Е. Деформация зубьев зубчатых ремней. – В кн.: Передачи и опоры. – М.: Московский станкостроительный нн т, 1974. – с. 142 – 152. 3. Бичкаускас Л.К. Исследование ременных передач. – Деп. в ЛитНИИНТИ 03.09. 1985, № 1476-Ли. 208с. 4. Кузьмин А.В., Наталевич А.Н. Влияние релаксации на упругость зубьев ремня // Машиностроение. – Минск: Высшая школа, 1979. – Вып.3. с.100 – 103. 5. Лепетов В.А., Юрцев Л.Н. Расчеты и конструирование резиновых изделий. – Л.: Химия. 1987. – 408с.

УДК 621.94.084

Миронов Д.Н.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ДЕГРАДАЦИИ ЭФФЕКТИВНЫХ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ И КОНСТРУКЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ТЕРМОСИЛОВЫХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ

Белорусский национальный технический университет,
Минск, Беларусь

Иерархия процессов накопления повреждений при циклических нагрузках

Для более детального описания процессов деградации (старения) структур механической системы под действием циклических термосиловых воздействий целесообразно применить метод декомпозиции его на стадии (фазы), каждая их которых характеризуется уровнем (масштабом) явлений.

Общепринятые системы уравнений [1, 2, 3] описывают деформирование оболочек и лопаток роторов в упругой области, однако уже на этой стадии в деталях происходят процессы деградации упругих, теплопроводных свойств, выражающихся в том, что изначально запроектированные конкретные упругие, теплопроводные свойства материала детали начинают изменяться так, что увеличивается разброс значений коэффициентов упругости, теплопроводности от их проектных (начальных) значений в сторону уменьшения.

Математически это описывается следующей моделью. Пусть исходный материал представляет собой композицию (сплав) n компонентов. Обозначим материальный коэффициент λ (упругости, теплопроводности) i - го компонента λ_i при $i = 1,2,..n$. Введем функцию плотности распределения $f(\lambda)$ величины λ, тогда в начальном состоянии

$$f(\lambda) = \sum_{i=1}^{n} C_i \delta(\lambda - \lambda_i),$$