

А.Л. ГРИГОРЬЕВ, д-р техн. наук, проф., НТУ «ХПИ»

МЕТОД ПРОЧНОСТНОГО ДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ЗАПИРАЮЩЕГО МЕХАНИЗМА ДИЗЕЛЬНОЙ ФОРСУНКИ

Описан метод динамического расчета запирающего механизма дизельной форсунки. Особенностью метода является учёт разрывов кинематической цепи, а также использование подробной математической модели пружины форсунки, в которой учтены продольные, крутильные и изгибные колебания ее витков. В методе использована возможность представления общего решения уравнений этой модели в форме интегралов Дюамеля с ядрами Коши.

Ключевые слова: динамическая модель, существенная нелинейность, колебания витков пружины, касательные напряжения.

Введение и постановка задачи. Запирающий механизм дизельной форсунки (рис. 1) кроме иглы включает штангу и пружину. При работе форсунки высокооборотного дизеля динамические напряжения в пружине форсунки превышают статическую нагрузку в 3...4 раза [1], а в штанге иглы — в 3...5 раз [2]. Причины этого расхождения известны — колебания витков пружины [1–3]. Однако столь существенное расхождение между результатами динамического и квазистатического расчета не может быть объяснено в рамках известных математических моделей, используемых для описания работы запирающего механизма форсунки. Лучшая из таких моделей составлена *Б.А. Круком* [4]. В ней для описания процесса динамической деформации всех трех элементов механизма — иглы, штанги и пружины — используются волновые уравнения, которыми моделируются продольные колебания стержней малого поперечного сечения. Такое допущение справедливо для иглы и штанги иглы, но, как указывалось в [5], дает большую погрешность при расчете колебаний витков пружины. Сопоставление результатов применения различных математических моделей пружины на примере расчета форсуночных пружин, выпускаемых ПО «Волгадизельмаш», приведены в таблице (без учета операции *заневоливания*).

Для форсуночных пружин, имеющих низкое значение индекса $z = 3...4$, кроме продольных колебаний необходимо учитывать изгибные и крутильные колебания витков (*модель винтового бруса*). Соответствующая система дифференциальных уравнений в частных производных приведена в [5]. Там же

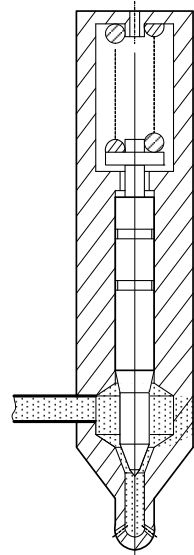


Рис. 1 – Форсунка.

описан порядок определения общего решения этой системы в форме линейного интегрального преобразования

$$Z(t) = \int_0^t V_{np}(t-\tau) dW_z(\tau), \quad (1)$$

где $Z(t)$ – рассчитываемая характеристика пружины; $V_{np}(t)$ – изменение скорости подвижного конца пружины; $W_z(t)$ – ядро интеграла Дюамеля (1), не зависящее от деформации пружины.

Таблица. – Расчетные значения максимальных касательных напряжений, МПа

Пружина	Статический расчёт	Модель эквивалентного стержня [4]	Модель прямого бруса [5]	Модель винтового бруса [5]
21-140709	380	630	890	920
Г66-140707	370	720	900	960
47Б-068-134	430	750	970	1000
602-068-102	300	590	710	780
602-068-105	450	750	990	1070
Д100.17.010	470	770	1130	1220

В [6] представлен эффективный алгоритм определения ядер $W_z(t)$ для важнейших динамических характеристик пружины – силы $F_n(t)$ на ее движущемся конце и касательного напряжения $\tau_k(t)$ в витке проволоки у неподвижного конца, что делает решение (1) не только удобным, но и простым. Однако, специфика работы пружины форсунки состоит в том, что для нее изменение скорости деформации $V_{np}(t)$ не известно, но может быть определено в результате проведения динамического расчета процесса движения иглы, штанги и пружины, при котором будет учтены *размыкания кинематической цепи и продольные упругие колебания штанги форсунки* (для форсунок с короткими штангами эти колебания не столь существенны).

При проведении такого расчета может считаться известным и задаваться заранее только скорость $V_u(t)$ или перемещения $h_u(t)$ иглы форсунки; деформацией самой иглы, как в [4] показал Б.А. Крук, допустимо пренебрегать.

Кусочно-линейная модель. Теоретическое исследование по изучению условий размыкания кинематической цепи между пружиной и штангой подтвердило известный (но не очевидный) экспериментальный результат о невозможности нарушения контакта между этими элементами при работе форсунки. Единственным местом, в котором может нарушаться, и действительно нарушается, условие совместного движения элементов, является стык между штангой 2 и хвостиком иглы 1 (сечение 1 – 1' на рис. 2). Данное сечение является граничным для динамической системы «штанга – опора пружины –

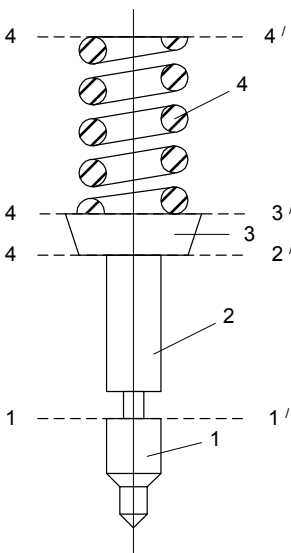


Рис. 2 – Расчётная схема.

пружина». Поэтому исследуемая динамическая система остается линейной, что является решающим обстоятельством при разработке методов ее математического моделирования.

Дадим описание метода, разработанного для математического моделирования работы этой динамической системы.

В системе выделяется три подсистемы: штанга 2, сосредоточенная масса 3 и цилиндрическая пружина 4. К штанге относится только та ее часть, которая выполнена в виде стержня постоянного сечения. Головка штанги, являющаяся опорой пружины, и движущийся опорный виток пружины отнесены к сосредоточенной массе. К цилиндрической пружине, согласно модели винтового бруса, отнесены только рабочие витки.

Движение штанги моделируется уравнениями продольных упругих колебаний стержня:

$$\rho F \partial U / \partial t = -\partial Q / \partial x; \partial Q / \partial t = -a^2 \rho F \partial U / \partial x,$$

где $U(x, t)$ – скорость x -го сечения штанги в

момент времени t ; $Q(x, t)$ – величина перерезывающей силы в этом сечении; F – площадь поперечного сечения штанги; ρ – плотность стали; a – скорость волны продольной деформации для стального стержня.

Движение сосредоточенной массы 3 описывается двумя дифференциальными уравнениями:

$$m dV / dt = Q(L_{ум}, t) - F_n(t); dy / dt = V(t),$$

где m – величина этой массы; y, V – ее перемещение и скорость; $L_{ум}$ – длина штанги; F_n – сила пружины, действующая на массу.

Движение витков пружины описывается системой 6-ти дифференциальных уравнений в частных производных; в векторной форме она имеет вид [6]:

$$M \partial^2 \bar{x} / \partial t^2 = \partial \bar{q} / \partial s + B \bar{q}; C^{-1} \bar{q} = \partial \bar{x} / \partial s - B^T \bar{x},$$

где t – время; s – натуральный параметр винтовой оси, $0 \leq s \leq 2\pi i_p R$, i_p – число рабочих витков, R – радиус навивки; M, C – диагональные матрицы инерционных коэффициентов и коэффициентов жесткости; B – матрица неперекрестных связей координат, $B_{21} = B_{32} = -1$; $B_{23} = 1$; остальные $B_{ij} = 0$.

В рамках этой модели положение поперечного сечения витка пружины задается тремя координатами x_i (продольное смещение, углы изгиба и кру-

чения, рис. 3), которым отвечают перерезывающая сила q_1 , изгибающий момент q_2 и крутящий момент q_3 .

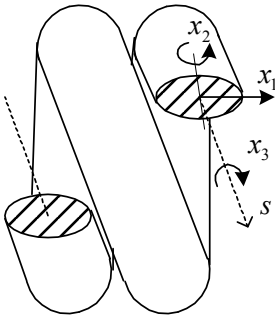


Рис. 3 – Координаты сечения.

Граничными условиями для данной системы являются обычные условия для неподвижного конца пружины (в сечении 4 – 4', см. [5]) и специфические условия для нижнего конца штанги (в сечении 1 – 1'). При наличии контакта между штангой и иглой это условие имеет вид:

$$U(0, t) = V_u(t),$$

где $V_u(t)$ – закон изменения скорости движения иглы, а при отсутствии –

$$Q(0, t) = 0.$$

Система соотношений становится замкнутой после учета внутренних условий совместного движения элементов схемы в сечениях 2 - 2' и 3 - 3'.

Моделируется переходной процесс при нулевых начальных условиях, что обосновывается высоким коэффициентом скважности $k_{скв} > 10$ и полным затуханием колебаний между импульсами.

Алгоритм моделирования. Для этой системы уравнений при использовании операционного исчисления находятся общие решения следующих 2-х вспомогательных задач.

Задача 1 – Задана зависимость $V_{um}(t)$ изменения скорости нижнего конца штанги. Требуется определить величину $Q_{um}(t)$ перерезывающей силы в граничном сечении 1 - 1' этой штанги, то есть $Q(0, t)$, и величину касательных напряжений $\tau_\kappa(t)$ у неподвижного конца пружины.

Задача 2 – Задана функция $Q_{um}(t)$ изменения перерезывающей силы в граничном сечении 1-1' штанги. Требуется определить изменения скорости $V_{um}(t)$ нижнего конца штанги.

Решения этих задач имеют вид:

$$1- \quad Q_{um}(t) = \int_0^t V_{um}(t-\tau) dW_q(\tau) + F_{n,0}, \quad \tau_\kappa(t) = \int_0^t V_{um}(t-\tau) dW_\kappa(\tau) + \tau_{\kappa,0}; \quad (2)$$

$$2- \quad V_{um}(t) = \int_0^t [Q_{um}(t-\tau) - F_{n,0}] dW_v(\tau), \quad (3)$$

где $W_q(t)$, $W_\kappa(t)$, $W_v(t)$ – ядра Дюамеля для интегральных представлений; $F_{n,0}$ – усилие предварительной затяжки пружины форсунки; $\tau_{\kappa,0}$ – величина касательного напряжения в витках пружины, соответствующая этому уси-

лию.

Разработаны эффективные алгоритмы построения таблиц значений ядерных функций интегральных представлений (2), (3). Для форсунок дизелей КамАЗ с короткими штангами графики $W_q(t)$, $W_k(t)$ практически

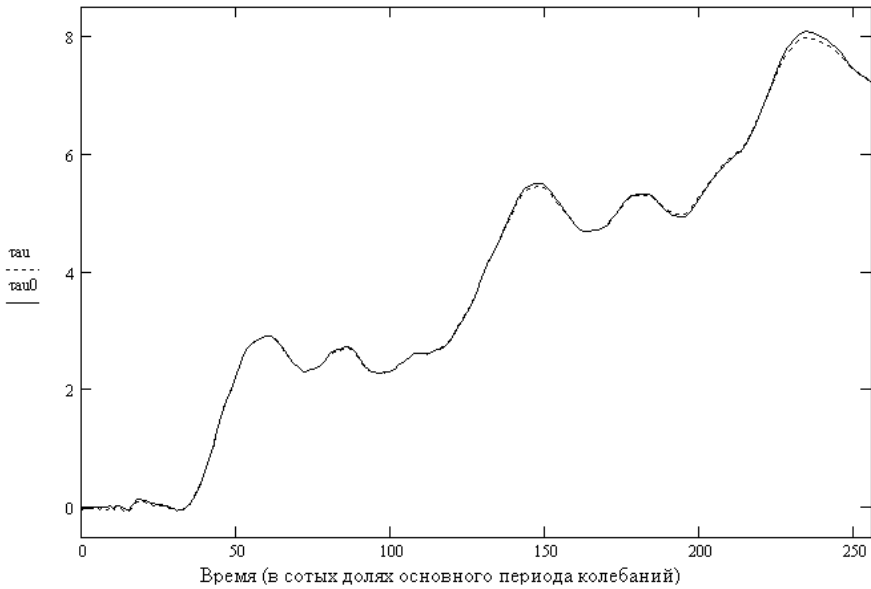


Рис. 4 – Ступенчатая форма ядра $W_k(t)$ для расчёта касательного напряжения ($i_p = 4.5$; $z = 3$, τ_{au0} – без учёта деформации короткой штанги).

совпадают с соответствующими кривыми (рис. 4), полученными в [5] при рассмотрении одной лишь пружины (без штанги и сосредоточенной массы); в большинстве форсунок влияние деформации штанги становится заметным и его следует учитывать в расчёте.

Используя полученные формулы (2) и (3) для общего решения вспомогательных задач 1 и 2, можно предложить следующий метод динамического расчёта системы «игла-штанга-пружина форсунки».

1. Подставляем в формулы (2) значения $V_{um}(t) = V_u(t)$ и получаем графики функций $Q_{um}(t)$, $\tau_k(t)$. Расчет продолжаем до нарушения условия

$$Q_{um}(t) > 0, \quad (4)$$

то есть до момента t_0 возникновения отрыва штанги от хвостовика иглы.

2. При $t > t_0$ подставляем в формулу (3) значения $Q_{um}(t) = 0$ и получаем график функции $V_{um}(t)$, а используя эти значения и формулы (2) – график

искомой функции $\tau_k(t)$. Расчет продолжается до нарушения условия

$$\int_{t_0}^t V_{um}(\tau) d\tau > \int_{t_0}^t V_u(\tau) d\tau ,$$

то есть до момента t_1 ликвидации отрыва штанги от хвостика иглы.

3. При $t > t_1$ расчет продолжается в соответствии с порядком, указанным в п. 1, до нового нарушения условия (4), и так далее.

Выводы. Для решаемой задачи разработан метод, который позволяет совместить использование наиболее подробной математической модели исследуемой системы с требованиями минимальной трудоемкости расчета.

Так, он даёт возможность дополнительно уточнить расчёт за счёт перехода к граничным условиям [7], адекватным реальной геометрии опорных витков и кинематическим связям, накладываемым на перемещения опор.

Список литературы: 1. Ageev B.S., Chursin V.V. Алгоритм расчета и выбора параметров пружин форсунок дизелей // Труды ЦНИТА. – Вып. 69. – 1977. – С. 27 – 33. 2. Смолковский Л.И., Подольный Л.Я. О силах, действующих в запирающем механизме форсунок тракторных дизелей // Труды ЦНИТА. – Вып. 77. – 1981. – С. 98 – 104. 3. Аляпишев В.Г., Смолковский Л.И., Бузова Л.П. О некоторых особенностях работы пружины запирающих механизмов форсунок автотракторных дизелей // Труды ЦНИТА. – Вып. 61. – 1974. – С. 47 – 53. 4. Крук Б.А. Моделирование движения запорного механизма форсунки с помощью волновых функций Даламбера / Труды ЦНИТА. – Вып. 81. – 1983. – С. 72 – 76. 5. Грунауэр А.А., Григорьев А.Л., Вештак И.А. Продольный удар по цилиндрической пружине с малым индексом и особенностями его динамического расчета // Теория механизмов и машин. – Харьков: Вища школа, 1987. – Вып. 42. – С. 49 – 55. 6. Григорьев А.Л. Операторный метод расчета вынужденных колебаний цилиндрических пружин // Информ. технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье. Сб. науч. труд. ХГПУ. – Вып. 6. – Ч.4. – Харьков, 1998. – С. 54 – 58. 7. Григорьев А.Л., Деряченко А.И. Моделирование граничных условий при анализе колебаний пружины со шлифованным торцом // Вестник КГПУ. – Кременчук, 2005. – Вып. №1(30). – С. 45 – 52.

Bibliography (transliterated): 1. Ageev, B. S., and V. V. Chursin. "Algoritm rascheta i vybora parametrov pruzhin forsunok dizelej." *Trudy CNITA*. No. 69. 1977. 27–33. Print. 2. Smolovskij, L. I., and L. Ja. Podol'nyj. "O silah, dejstvujushhh v zapirajushhem mehanizme forsunok traktornyh dizelej." *Trudy CNITA*. No. 77. 1981. 98–104. Print. 3. Aljapishev, V. G., L. I. Smolovskij and L. P. Burova. "O nekotoryh osobennostjah raboty pruzhiny zapirajushhh mehanizmov forsunok avtotraktornyh dizelej." *Trudy CNITA*. No. 61. 1974. 47–53. Print. 4. Kruk, B. A. "Modelirovanie dvizhenija zapornogo mehanizma forunki s pomoshh'ju volnovyh funkcij Dalambere." *Trudy CNITA*. No. 81. 1983. 72–76. Print. 5. Grunaujer, A. A., A. L. Grigor'ev and I. A. Veshtak. "Prodol'nyj udar po cilindricheskoj pruzhine s malym indeksom i osobennosti ego dinamicheskogo rascheta." *Teorija mehanizmov i mashin*. No. 42. Kharkov: Vishha shkola, 1987. 49–55. Print. 6. Grigor'ev, A. L. "Operatornyj metod rascheta vyzhdenyh kolebanij cilindricheskih pruzhin." *Sb. nauch. trudov KhGPU. "Inform. tehnologij: nauka, tehnik, tehnologija, obrazovanie, zdorov'e."* Vol. 6. No. 4. Kharkov, 1998. 54–58. Print. 7. Grigor'ev, A. L., and A. I. Derienko "Modelirovanie granichnyh uslovij pri analize kolebanij pruzhiny so shlifovannym torcom." *Vestnik KGPU*. No. 1 (30). Kremenchuk, 2005. 45–52. Print.

Поступила (received) 04.05.2014