

## О ВЫБОРЕ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА К РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОМУ ВАЛУ ТОПЛИВНОГО НАСОСА ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Характерной особенностью привода распределительного вала топливного насоса V-образного дизеля 470-1М мощностью 1100 кВт (1500 л.с.) является наличие сложного периодического возбуждения и технологических зазоров в зубчатых зацеплениях. Как показали эксперименты при доводочных испытаниях двигателя, указанные факторы порождают не только основные резонансы с разными гармониками, но и разнообразные субгармонические колебания значительной интенсивности, которые являются причиной поломок шестерен. Известные подходы по анализу динамических нагрузок в силовых передачах машин с ДВС не позволяют объяснить природу последних и тем более не содержат аппарата для их изучения [1].

В докладе предложена модель привода и эффективный аппарат ее исследования, что позволило выявить причины возникновения опасных динамических нагрузок и дать рекомендации по выбору параметров устройства, обеспечивающих их снижение. Приведены результаты экспериментов.

Кинематическая схема привода представлена на рис. 1, а. Анализ упругих и инерционных характеристик элементов привода с учетом податливости зубьев шестерен и опор показал, что его динамические свойства на рабочих режимах достаточно хорошо отражает модель, показанная на рис. 1, б.

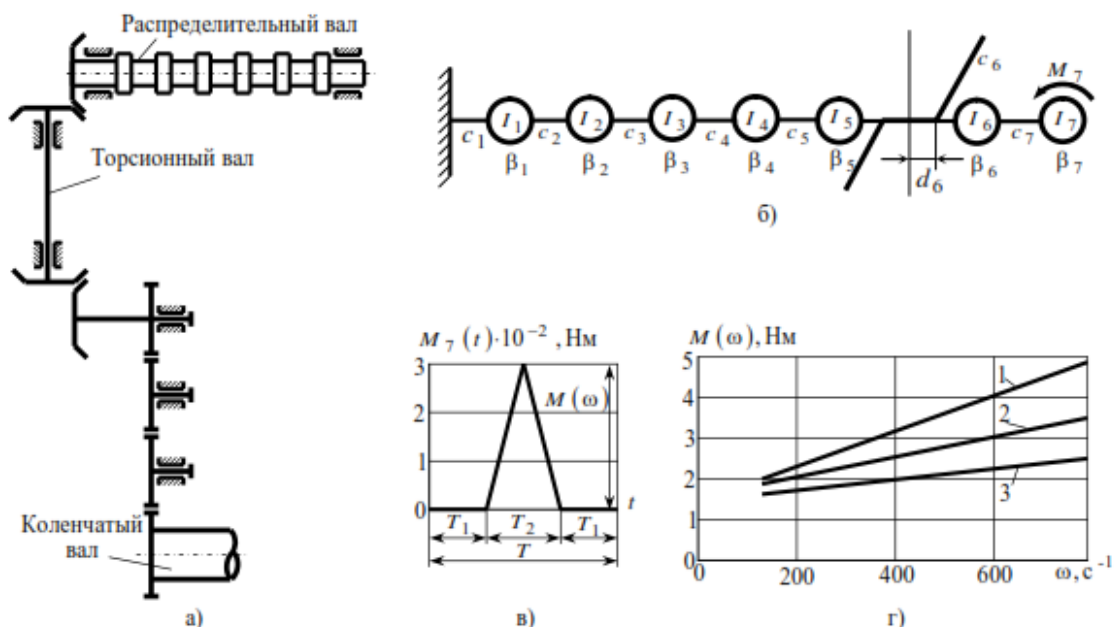


Рисунок 1 – Модели привода и возбуждения: а) – кинематическая схема; б) – механическая модель; в) – возбуждающий момент на периоде; г) – экспериментальные зависимости  $M(\omega)$

Возмущающий момент  $M_7(t)$  носит сложный негармонический характер. Экспериментально полученная для него форма имеет вид треугольного импульса (рис. 1, в). За один оборот распределительного вала происходит шесть всплесков указанной формы. Особенность возмущения состоит в том, что высота импульса  $M(\omega)$  линейно зависит от оборотов (частоты) (рис. 1, г).

Для оценки динамических нагрузок в приводе проводились стендовые экспериментальные исследования двигателя, при этом на осциллограммах регистрировались упругие моменты на торсионном валу и угловая скорость распределительного вала (рис. 2).

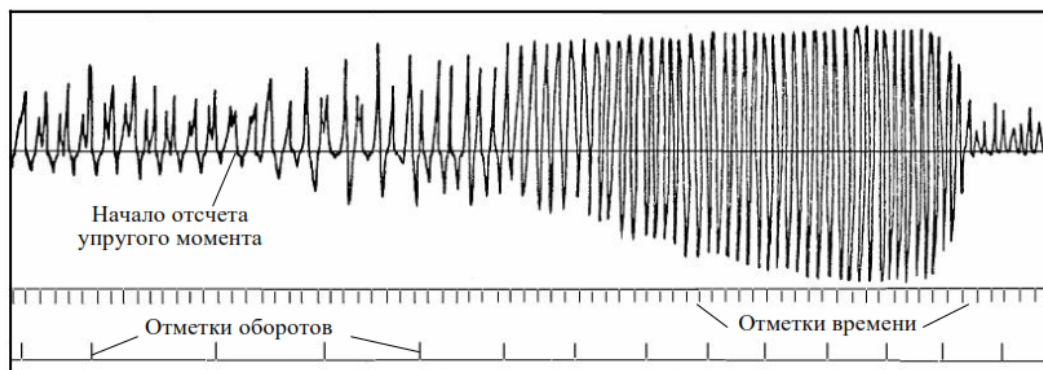


Рисунок 2– Экспериментальные упругие моменты на торсионном валу

В качестве математической модели установившихся динамических процессов использовались нелинейные интегральные уравнения, записанные с помощью импульсно-частотных характеристик [2]. Для большинства машинных агрегатов с ДВС такие модели имеют ряд важных достоинств. В основу метода решения уравнений положен итерационный метод Ньютона-Канторовича решения операторных уравнений и соответствующие численные алгоритмы [2].

Результатами проведенных исследований являются следующие.

1. Увеличение диаметра торсионного вала приводит к возрастанию максимальных упругих моментов.
2. Увеличение момента инерции распределительного вала, снижающее частоты свободных колебаний, перемещает резонансные колебания в рабочий диапазон, причем при определенной нагрузке становятся возможными субгармонические колебания.
3. Изменение дополнительного среднего момента в реальных пределах несущественно сказывается на максимальных упругих моментах.
4. Реализация односторонних выходов на упор не позволяет достичь необходимого снижения динамических нагрузок в приводе.
5. Наибольшее снижение максимальных упругих моментов удается достичь при использовании рессоры диаметром 15 мм, что в сочетании с более прочными шестернями обеспечивает необходимую надежность привода.

### Литература

1. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания / В.Л. Вейц, А.Е. Кочура.– Л.: Машиностроение, 1978.–352 с.
2. Шатохин В.М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: Монография / В.М. Шатохин.– Харьков: НТУ «ХПИ», 2008.–456 с.