**Шатохин В.М.**

д.т.н., профессор

**Харьковский
национальный
университет
строительства и
архитектуры****Shatokhin V.****Kharkov National
University of Civil
Engineering and
Architecture****УДК 621.432****О ВЫБОРЕ ПАРАМЕТРОВ
ПРИВОДА К
РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОМУ ВАЛУ
ТОПЛИВНОГО НАСОСА
ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ**

Изложены результаты расчетно-экспериментальных исследований по выбору параметров привода распределительного вала топливного насоса транспортного дизеля, обеспечивающих допустимый уровень динамических нагрузок. В качестве математической модели использованы интегральные уравнения движения, записанные с помощью импульсно-частотных характеристик линеаризованных моделей. Число уравнений равно числу нелинейностей, поэтому трудоемкость решения задачи практически не зависит от числа степеней свободы модели. Выявлены причины интенсивных основных и субгармонических колебаний на эксплуатационных режимах работы двигателя. Исследованы динамические процессы для различных параметров и конструкций привода с учетом технологических зазоров. Определен диаметр рессоры, обеспечивающий наибольшее снижение максимальных упругих моментов.

Ключевые слова: *распределительный вал, топливный насос, транспортный дизель, динамические нагрузки, основные и субгармонические колебания.*

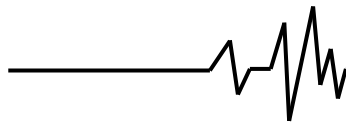
Постановка проблемы. Характерной особенностью привода распределительного вала топливного насоса V-образного дизеля 470-1М мощностью 1100 кВт (1500 л.с.) является наличие сложного периодического возбуждения и технологических зазоров в зубчатых зацеплениях. Как показали эксперименты при доводочных испытаниях 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 двигателями внутреннего сгорания (ДВС) [1, 2] не позволяют объяснить природу последних и тем более не содержат аппарата для их изучения.

Анализ последних исследований и публикаций. Расчет вынужденных колебаний многомерных нелинейных систем при произвольном возбуждении представляет собой сложную математическую проблему [1, 3, 4]. В большинстве случаев для исследования установившихся режимов применяются приближенные методы. В

работе [1] для этих целей использован метод Галеркина. Наиболее широкое распространение в динамике машин получил метод гармонической линеаризации [5], являющийся основным инструментом инженерного анализа нелинейных колебаний. Средства исследования вынужденных нелинейных колебаний при полигармоническом возбуждении обладают более скромными возможностями [6]. Значительное число работ посвящено различным методам линеаризации [7]. Отличительной особенностью нелинейных систем является возможность возникновения в них субгармонических колебаний, период которых кратен периоду возбуждения, а также супергармонических резонансов с частотой кратной частоте возбуждения [5].

Цель исследований. Построение нелинейной динамической модели привода, выбор эффективного аппарата ее исследования, выявление причин возникновения опасных динамических нагрузок, нахождение параметров устройства, обеспечивающих их снижение.

В статье приведены результаты расчетно-экспериментальных исследований по



снижению динамических нагрузок в приводе распределительного вала топливного насоса.

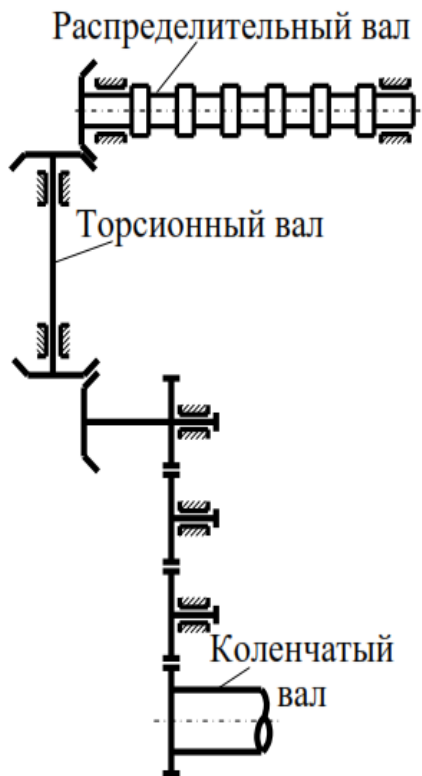


Рис.1. Кинематическая схема привода

1. Модель привода распределительного вала

Кинематическая схема привода представлена на рис. 1. 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. 2. Значения параметров модели, приведенные к распределительному валу, следующие: $I_1 \div I_3 = 0,0026 \text{ кгм}^2$; $I_4 \div I_6 = 0,0032 \text{ кгм}^2$; $I_7 = 0,0056 \text{ кгм}^2$; $I_7 = 0,0159 \text{ кгм}^2$; $c_1 = 5,83 \cdot 10^4 \text{ Нм}$; $c_2 = c_3 = 1,26 \cdot 10^5 \text{ Нм}$; $c_4 = 3,45 \cdot 10^4 \text{ Нм}$; $c_5 = c_7 = 1,52 \cdot 10^5 \text{ Нм}$.

Жесткость упоров в нелинейной характеристике определяется приведенной крутильной жесткостью торсионного вала. Для вала диаметром 15 мм $c_6 = 6,73 \cdot 10^3 \text{ Нм}$. Экспериментальное значение зазора $d_6 = 0,02618 \text{ рад}$ (15°).

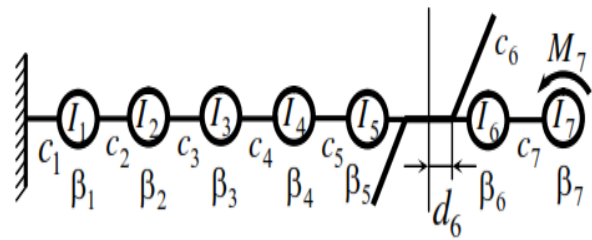


Рис.2. Механическая модель привода

Так как данные о характере и величине демпфирования отсутствовали, то был произведен подбор коэффициента линейного демпфирования путем сопоставления расчетных значений упругих моментов при различном демпфировании с экспериментальными резонансными моментами для $c_6 = 6,73 \cdot 10^3 \text{ Нм}$.

В приводе с $I_7 = 0,0056 \text{ кгм}^2$ он осуществлялся на резонансе с преобладающей второй гармоникой (100% мощности двигателя), а с $I_7 = 0,0159 \text{ кгм}^2$ – на резонансе с преобладающей первой гармоникой (50% мощности двигателя). В обоих случаях удовлетворительное совпадение было получено при $\beta_1 \div \beta_6 = 0$; $\beta_7 = 0,8 \text{ кгм}^2 \text{ с}^{-1}$.

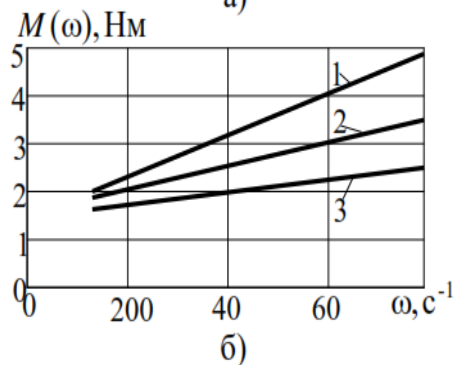
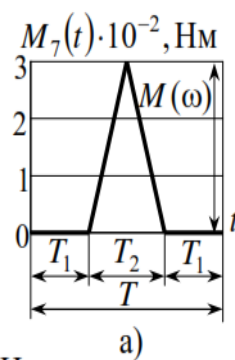
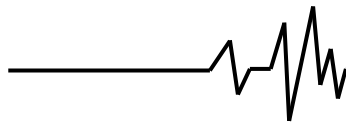


Рис.3. Возбуждение в приводе:
а) – возбуждающий момент на периоде;
б) –экспериментальные зависимости $M(\omega)$



Возмущающий момент $M_7(t)$ носит сложный негармонический характер. Экспериментально полученная для него форма имеет вид треугольного импульса (рис.3,а). 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) – изменяется по закону $a\omega + b$, параметры которого определяются мощностью, снимаемой с двигателя. Результаты обработки экспериментальных данных приведены на рис. 3, б. Прямые 1, 2, 3 отвечают соответственно 100%, 50% и 0% мощности. Значения параметров a и b приведены в табл.1.

Таблица 1
Параметры возбуждения

	Мощность		
	100%	50%	0%
$a, \text{Нмс}^{-1}$	0,455	0,283	0,154
$b, \text{Нм}$	114	137	120

2. Математический аппарат исследования установившихся динамических процессов в нелинейных силовых передачах.

Особенностью большинства моделей машинных агрегатов с ДВС является то, что число нелинейных элементов технологического и конструктивного характера в них существенно меньше числа степеней свободы. Известно, что в таких случаях уравнения движения целесообразно записывать в интегральной форме с использованием импульсно-частотных характеристик (ИЧХ) линеаризованных моделей [3,8]. Число уравнений оказывается равным числу нелинейностей, а трудоемкость решения задачи, практически не зависит от

числа степеней свободы системы, что существенно при решении задач синтеза и оптимизации.

В матричной форме нелинейные интегральные уравнения периодических колебаний записываются в виде [3,8]

$$\mathbf{y}(t) = \int_0^T \Phi(t - \tau) \mathbf{f}(\mathbf{y}) d\tau + \mathbf{g}(t), \quad (1)$$

где $\mathbf{y}(t) = [y_1(t), y_2(t), \dots, y_s(t)]^T$ – вектор углов закручивания нелинейных соединений (τ – знак транспонирования); s – число нелинейностей;

$\Phi(t - \tau) = [\varphi_{i,j}(t - \tau)]$ ($i, j = \overline{1, s}$) – матрица ИЧХ;

$\mathbf{f}(\mathbf{y}) = [f_1(y_1), f_2(y_2), \dots, f_s(y_s)]^T$ – нелинейная вектор-функция; $f_j(y_j) = c_j y_j - F_j(y_j)$;

$F_j(y_j)$ – нелинейная характеристика j -го нелинейного соединения; $c_j, c_j y_j$ –

соответственно коэффициент жесткости и упругий момент в линеаризованном соединении; $\mathbf{g}(t) = [g_1(t), g_2(t), \dots, g_s(t)]^T$ –

вектор-функция реакций на внешнее возмущение линеаризованных нелинейных соединений;

$$g_j(t) = \sum_{i=1}^k \int_0^T \psi_{j,i}(t - \tau) M_i(\tau) d\tau; \quad M_i(\tau)$$

($i = \overline{1, k}$) – возмущающие моменты (k – число моментов; T – период колебаний);

$\psi_{j,i}(t - \tau)$ – соответствующие ИЧХ.

При решении уравнения (1) хорошо зарекомендовал себя итерационный метод Ньютона-Канторовича решения операторных уравнений, формулы которого в данном случае имеют вид [3,8]:

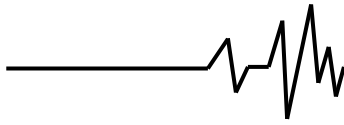
$$\mathbf{y}_{n+1}(t) = \mathbf{y}_n(t) - \mathbf{z}_n(t); \quad (2)$$

$$\mathbf{z}_n(t) - \int_0^T \Phi(t - \tau) \mathbf{f}'_y(\mathbf{y}_n) \mathbf{z}_n(\tau) d\tau = -\mathbf{I}_n(t); \quad (3)$$

$$\mathbf{I}_n(t) = \int_0^T \Phi(t - \tau) \mathbf{f}(\mathbf{y}_n) d\tau + \mathbf{g}(t) - \mathbf{y}_n(t) \quad (n = 0, 1, 2, \dots), \quad (4)$$

где $\mathbf{f}'_y = \text{diag}\{f'_{y_1}, f'_{y_2}, \dots, f'_{y_s}\}$ – диагональная матрица.

В работах [3,8] изложены эффективные численные алгоритмы реализации формул (2) – (4).



3. Результаты экспериментальных исследований. 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. Данные по экспериментам с валом диаметра 15 мм ($c_6 = 6,73 \cdot 10^3$ Нм) использовались, в частности, для проверки достоверности принятой модели и подбора эквивалентного

коэффициента демпфирования (см. п. 1). Затем расчетным путем исследовалось влияние диаметра вала и некоторых других параметров привода на уровень динамических нагрузок.

Для модели с $I_7 = 0,0159$ кгм² (вариант 2 – с дополнительными маховиками) сопоставимые экспериментальные и расчетные упругие моменты представлены на рис. 4, 5. Угловая частота кулачкового вала лежит в интервале $325 \div 750$ с⁻¹; масштабный коэффициент $\mu = 9,6$ Нм / мм ·

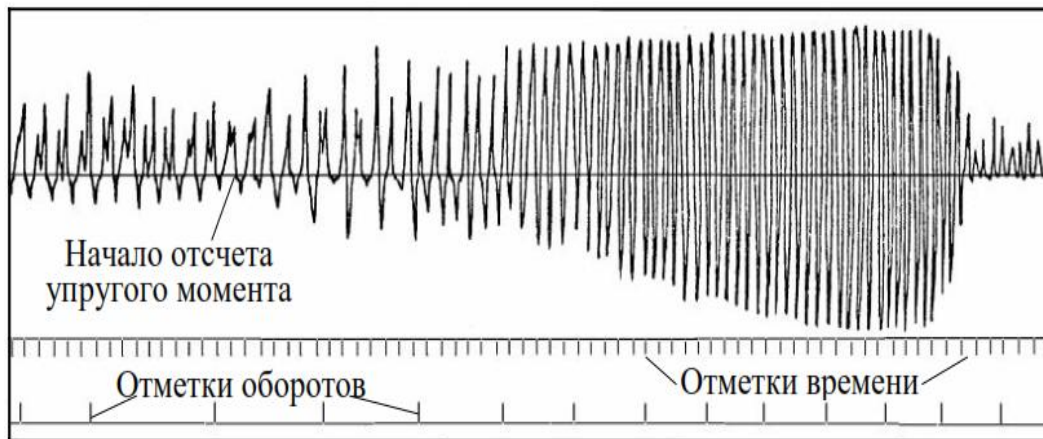


Рис.4. Экспериментальные упругие моменты на торсионном валу

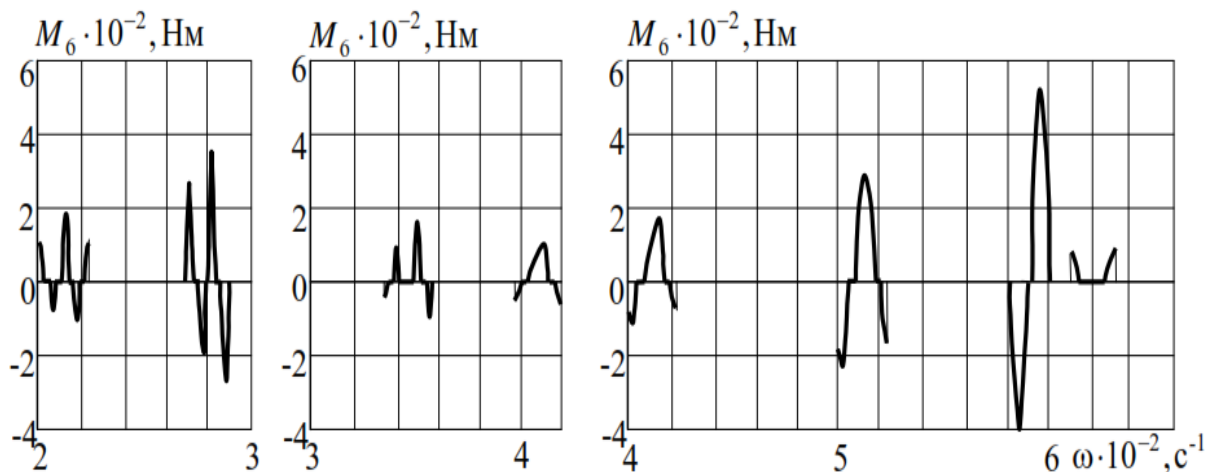


Рис.5. Расчетные упругие моменты на торсионном валу

Характерные кривые упругих моментов, приведенных к торсионному валу, построены для некоторых значений частот так, чтобы можно было проследить за их изменением, вызванным изменением частоты возбуждения (оборотов) в рабочем диапазоне. Сравнение результатов расчетов и экспериментов показывает их хорошее качественное и количественное совпадение, особенно, если учесть то обстоятельство, что во избежание

разрушения шестерен в последнем случае проход через резонанс был осуществлен достаточно быстро. Для указанного варианта построена зависимость максимальных углов закручивания от частоты возбуждения (рис. 6). Цифрами 1 и 2 отмечены диапазоны частот основных колебаний, на которых преобладают соответственно первая и вторая гармоники, дробью $\frac{1}{2}$ – диапазон, в котором развиваются субгармонические колебания второго порядка.

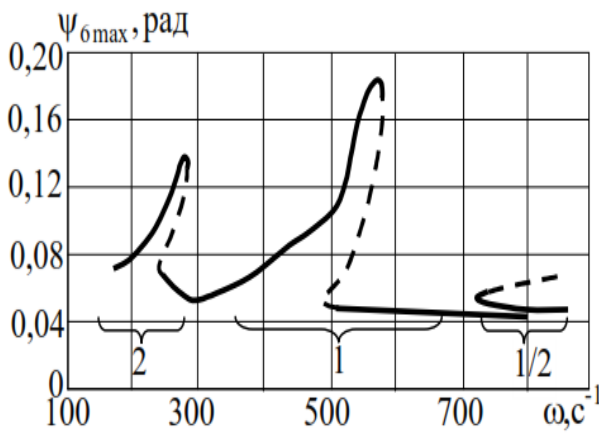
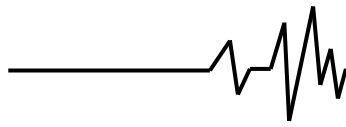


Рис.6. Максимальные значения углов закручивания

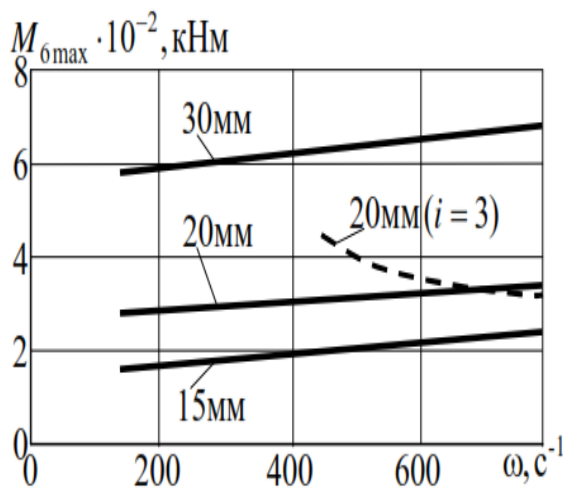


Рис.7. Максимальные упругие моменты

Наиболее простым с точки зрения реализации способом снижения динамических нагрузок является выведение резонансных частот из рабочего диапазона системы. Практически это легко реализовать изменением диаметра торсионного вала. При разводке привода частоты свободных колебаний можно уменьшить также присоединением дополнительных масс к распределительному валу. Расчетное исследование влияния диаметра торсионного вала на уровень максимальных упругих моментов было осуществлено для валов диаметром 15мм ($c_6 = 6,73 \cdot 10^3$ Нм), 20мм ($c_6 = 2,13 \cdot 10^4$ Нм), 30мм ($c_6 = 1,08 \cdot 10^5$ Нм) (рис.7). Рассмотрение графиков позволяет сделать заключение о том, что увеличение диаметра вала приводит к увеличению максимальных упругих моментов. Расчеты в то же время показывают, что уровень колебаний при этом снижается.

Исследуемые колебания имеют достаточно сложный характер и существенно отличаются от гармонических, что иллюстрирует рис. 8, где представлен закон изменения угла закручивания нелинейного соединения на интервале периода для вала диаметра 20мм ($\omega = 400$ с⁻¹).

В проведенных расчетах оценивалось также влияние дополнительного среднего момента в возбуждении на характер динамических процессов в приводе. Они, однако, показали, что максимальные упругие моменты на валу для среднего момента, который может быть практически реализован, возрастают незначительно.

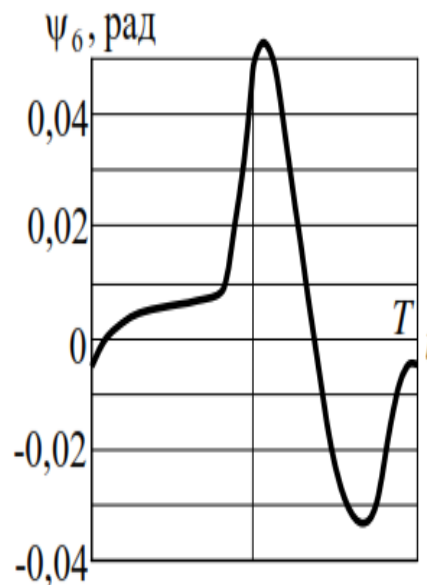


Рис.8. Угол закручивания на периоде

Присоединение дополнительных масс к распределительному валу ($I_7 = 0,0159$ кгм²) рассматриваемой модели качественно эквивалентно уменьшению диаметра торсионного вала. Резонансная зона с преобладающей первой гармоникой при этом полностью перемещается в рабочий диапазон (см. рис.4,5), причем максимальные упругие моменты достигают значительного уровня ($M_{бmax} > 400$ Нм), как и резонансные колебания со второй гармоникой. Кроме того, в конце рабочего диапазона экспериментально обнаружены устойчивые субгармонические колебания второго порядка ($\omega = 738$ с⁻¹). Выявлены следующие особенности этих колебаний: они возбуждались только при нагрузке на двигатель 50% (рис.9), с увеличением ее исчезали (рис.10); для них характерны односторонние удары по упорам.

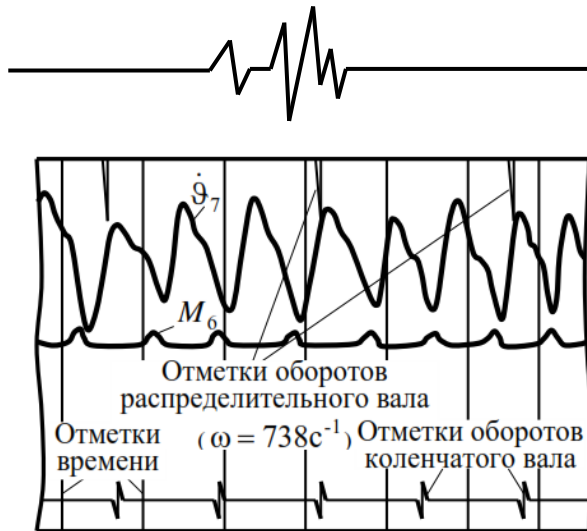


Рис.9. Субгармонические колебания
(50% мощности)

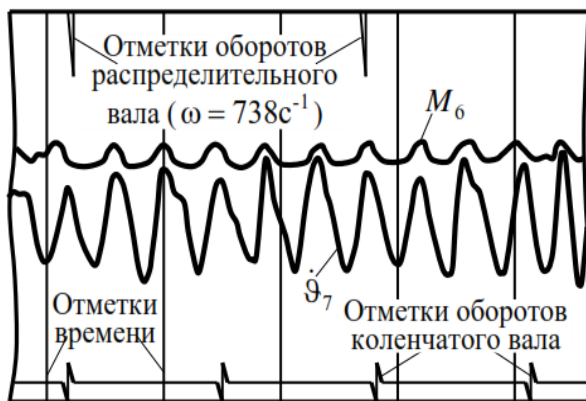


Рис.10. Основные колебания
(75% мощности)

Это явление исследовалось и расчетным путем. Наименьшее значение частоты возбуждения Ω , на которой обнаружены субгармонические колебания, равно 720 c^{-1} . Были не только подтверждены субгармоники с односторонними ударами, но, начиная с указанного значения частоты, обнаружены также и неустойчивые субгармонические колебания с выходами на оба упора (см. рис. 6). Расчеты подтвердили, что на частоте $\omega = 738 \text{ c}^{-1}$ при увеличении нагрузки до 75% субгармонические колебания исчезают, а при уменьшении мощности до 0% – сохраняются.

Расчетным путем исследовалась также возможность снижения максимальных упругих моментов на торсионном валу за счет увеличения зазора, который брался практически таким, чтобы в системе реализовывались односторонние удары. Параметры системы были несколько изменены по сравнению с рассмотренными выше. В связи с предполагаемой заменой шестерен на более прочные для момента инерции I_7 бралось большее значение момента инерции – $0,063 \text{ кгм}^2$. Рассматривался вал диаметром

20мм, однако, изменение передаточного отношения между шестерней торсионного вала и связанной с ней шестерней распределительного вала с $i = 2$ до $i = 3$ (передаточное отношение между коленчатым и распределительным валами сохранялось неизменным) приведенная жесткость (жесткость упоров в нелинейности) была доведена до $c_6 = 6,5 \cdot 10^4 \text{ Нм}$. Результаты расчетов максимальных упругих моментов представляет штриховая кривая на рис. 7. Сравнение ее с другими графиками этого рисунка показывает, что произведенные изменения параметров не принесли желаемого эффекта. Этот путь неприемлем и из-за значительной величины размахов колебаний, что может нарушить характер протекания теплового процесса в двигателе. В частности, на частоте $\omega = 440 \text{ c}^{-1}$ размах достигает $0,136 \text{ рад}$.

Выводы.

1. Построена нелинейная динамическая модель привода распределительного вала топливного насоса транспортного дизеля в форме интегральных уравнений, записанных с помощью ИЧХ.

2. Увеличение диаметра торсионного вала приводит к возрастанию максимальных упругих моментов.

3. Увеличение момента инерции распределительного вала, снижающее частоты свободных колебаний, перемещает резонансные колебания в рабочий диапазон, причем при определенной нагрузке становятся возможными субгармонические колебания.

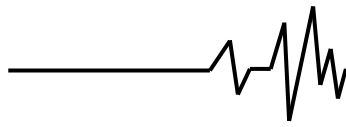
4. Изменение дополнительного среднего момента в реальных пределах несущественно сказывается на максимальных упругих моментах.

5. Реализация односторонних выходов на упор не позволяет достичь необходимого снижения динамических нагрузок в приводе.

6. Наибольшее снижение максимальных упругих моментов удается достичь при использовании рессоры диаметром 15мм, что в сочетании с более прочными шестернями обеспечивает необходимую надежность привода.

7. Приведены результаты экспериментальных исследований и их сопоставление с данными расчетов.

8. Предложенный подход перспективен для исследования динамических процессов в моделях с нелинейными упругими связями, количество которых меньше числа степеней свободы.

**Список использованных источников**

1. Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок. Исследования и методы расчета / В.П. Терских.– Л.: Судостроение, 1970.– т. 3.– 272 с.

2. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания / В.Л. Вейц, А.Е. Кочура.– Л.: Машиностроение, 1978.– 352 с.

3. Шатохин В.М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: Монография / В.М. Шатохин.– Харьков: НТУ «ХПИ», 2008.– 456 с.

4. Аврамов К.В. Нелинейная динамика упругих систем. Том 1. Модели, методы, явления / К.В. Аврамов, Ю.В. Михлин.– Москва-Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2010.– 704 с.

5. Вульфсон И.И. Нелинейные задачи динамики машин / И.И. Вульфсон, М.З. Коловский.– Л.: Машиностроение, 1968.– 284 с.

6. Рогачев В.М. О линеаризации нелинейных систем с многократным режимом колебаний / В.М. Рогачев // Прикладная механика.– 1974.– т. X.– вып. 1.– С. 130-134.

7. Коловский М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем / М.З. Коловский.– М.: Наука, 1966.– 317 с.

8. Шатохин В.М. Интегро-дифференциальные уравнения установившихся динамических процессов в нелинейных моделях машинных агрегатов / В.М. Шатохин, Н.В. Шатохина // Вібрації в техніці та технологіях.– 2016.– № 2 (82).– С. 43-53.

Список источников в транслитерации

1. Terskih V.P. Krutilynye kolebaniya valoprovoda silovyih ustanovok. Issledovaniya i metodyi rascheta / V.P. Terskih.– L.: Sudostroenie, 1970.– t. 3.– 272 P.

2. Veyts V.L. Dinamika mashinnyih agregatov s dvigatelyami vnutrennego sgoraniya / V.L. Veyts, A.E. Kochura.– L.: Mashinostroenie, 1978.– 352 P.

3. Shatohin V.M. Analiz i parametricheskiy sintez nelineynyih silovyih peredach mashin: Monografiya / V.M. Shatohin.– Harkov: NTU «HPI», 2008.– 456 P.

4. Avramov K.V. Nelineynaya dinamika uprugih sistem. Tom 1. Modeli, metodyi, yavleniya / K.V. Avramov, Yu.V. Mihlin.– Moskva-Izhevsk: Institut kompyuternyih issledovaniy, 2010.– 704 P.

5. Vulfson I.I. Nelineynnye zadachi dinamiki mashin / I.I. Vulfson, M.Z. Kolovskiy.–

L.: Mashinostroenie, 1968.– 284 P.

6. Rogachev V.M. O linearizatsii nelineynyih sistem s mnogochastotnyim rezhimom kolebaniy / V.M. Rogachev // Prikladnaya mehanika.– 1974.– t. X.–vyip. 1.– P. 130-134.

7. Kolovskiy M.Z. Nelineynaya teoriya vibrozashchitnih sistem / M.Z. Kolovskiy.– M.: Nauka, 1966.– 317 P.

8. Shatohin V.M. Integro-differentsialnyie uravneniya ustanovivshisya dinamicheskikh protsessov v nelineynyih modelyah mashinnyih agregatov / V.M. Shatohin, N.V. Shatohina // Vibratsii v tehniksi ta tehnologiyah.– 2016.– № 2 (82).– P. 43-53.

**ПРО ВИБІР ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДА
РОЗПОДІЛЬНОГО ВАЛА ПАЛИВНОГО
НАСОСА ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ**

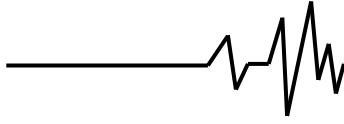
Викладено результати розрахунково-експериментальних досліджень по синтезу параметрів привода розподільного вала паливного насоса транспортного дизеля, що забезпечують припустимий рівень динамічних навантажень. В якості математичної моделі використані інтегральні рівняння руху, що записані за допомогою імпульсно-частотних характеристик лінеаризованих моделей. Кількість рівнянь дорівнює кількості нелінійностей, тому трудомісткість розв'язання задачі практично не залежить від кількості ступенів вільності моделі. Виявлено причини інтенсивних основних і субгармонічних коливань на експлуатаційних режимах роботи двигуна. Досліджено динамічні процеси для різних параметрів і конструкцій привода з урахуванням технологічних зазорів. Визначено діаметр ресори, що забезпечує найбільше зниження максимальних пружних моментів.

Ключеві слова: розподільний вал, паливний насос, транспортний дизель, динамічні навантаження, основні і субгармонічні коливання.

**ABOUT THE CHOICE OF GEAR'S
PARAMETERS FOR CAMSHAFT OF FUEL
PUMP OF TRANSPORT DIESEL**

Results of design-experiment researches for selection of gear's parameters for camshaft of fuel pump of transport diesel, that supports permissible level of dynamic load, are stated.

As a mathematic model the integral equations of motion which recorded with the help of pulse-frequency characteristics are selected. The number of equations is equal to the number of nonlinearities, therefore laboriousness of the task solution practically does not depend on model's number of degrees of freedom.



Reasons of intensive basic and subharmonic oscillations for engine's working conditions are revealed. Dynamic processes for different parameters and constructions of driving gear with taking into account technological gaps are investigated. The diameter of spring that

supports the largest lowering of maximum elastic moment is determined.

Keywords: camshaft, fuel pump, transport diesel, dynamic loads, basic and subharmonic oscillations.

Сведения об авторах

Шатохин Владимир Михайлович – доктор технических наук, профессор кафедры теоретической механики Харьковского национального университета строительства и архитектуры (ул. Сумская, 40, г. Харьков, Украина, 61002, e-mail: shatokhinvlm@gmail.com).

Шатохін Володимир Михайлович – доктор технічних наук, професор кафедри теоретичної механіки Харківського національного університету будівництва та архітектури (вул. Сумська, 40, м. Харків, Україна, 61002, e-mail: shatokhinvlm@gmail.com).

Shatokhin Vladimir – Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Theoretical Mechanics of Kharkov National University of Civil Engineering and Architecture, (St. Sumska, 40, Kharkov, Ukraine, 61002, e-mail: shatokhinvlm@gmail.com).