

УДК 621.01(833)

А. Б. АХАДОВ

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Робота присвячена дослідженню динамічних процесів технологічних машин, зокрема, токарно-гвинторізного верстата 1К625. Записані і розв'язані диференціальні рівняння руху приводів верстата. Проведено експериментальні дослідження динаміки верстата в різних режимах його роботи. Виконані дослідження дозволяють встановити причини виникнення коливальних процесів в робочих вузлах верстата 1К625 та дають можливість розробити ряд обґрунтованих рекомендацій щодо зниження інтенсивності коливань верстата і підвищення продуктивності обладнання, точності обробки деталей.

Ключові слова: привід, машина, технологічна машина, верстат, динамічна модель, коливання.

Работа посвящена исследованию динамических процессов технологических машин, в частности, токарно-винторезного станка 1К625. Записаны и решены дифференциальные уравнения движения приводов станка. Проведены экспериментальные исследования динамики станка в различных режимах его работы. Выполненные исследования позволяют установить причины возникновения колебательных процессов в рабочих узлах станка 1К625 и дают возможность разработать ряд обоснованных рекомендации по снижению интенсивности колебаний станка и повышению производительности оборудования, точности обработки деталей.

Ключевые слова: привод, машина, технологическая машина, станок, динамическая модель, колебания.

The work is devoted to the study of the dynamic processes of technological machines, in particular, the 1K 625 screw-cutting machine tool. The differential equations of motion of the machine drives are recorded and solved. Experimental studies of the dynamics of the machine tool in various operating modes have been carried out. The performed researches allow to establish the reasons of occurrence of oscillatory processes in working units of machine tool 1K625 and give the chance to develop a number of the grounded recommendations on decrease in intensity of vibrations of the machine tool and to increase productivity of the equipment, processing accuracy of details.

Keywords: drive, machine, technological process, machine tool, dynamic model, vibration.

Актуальность проблемы. Современное машиностроение характеризуется непрерывным ростом скоростей движения механизмов, мощностей приводов, нагрузок на детали и выдвигает на первое место исследование их динамики, создание надежных методов расчета и проектирования.

Цель исследований. Разработка и реализация научно обоснованных методов расчета и проектирования технологических машин, в том числе, металлорежущих станков, которые позволяют: выявить причины порождающих динамических процессов в упругой системе, прогнозировать ожидаемый уровень вибрации, проводить синтез машин с наилучшими конструктивными, технологическими и эксплуатационными параметрами.

Материалы исследований.**1. Теоретическая часть.** Движения реальных механических систем характеризовать линейными дифференциальными уравнениями, приводит крупным ошибкам. Деформации деталей, движущие силы и силы сопротивления фактической меняются нелинейными законами. Поэтому, при точном анализе движений машин, обязательно надо учесть нелинейность процессов, путем:

- 1) Теоретического исследования динамики машины с учетом нелинейных факторов.
- 2) Проведения экспериментального исследования динамики машин.

Составление динамической модели главного привода станка 1К 625. При теоретическом исследовании машин, и в том числе металлорежущих станков, необходимо составить "идеализированной" расчетной схемы, т. е. динамической модели.

Составление динамической модели – важнейший этап решения задачи динамики машин. Ошибка, внесенная на этом этапе, сводит на все решение задачи и его исследования [1].

Динамическая система металлорежущего станка включает в себя упругую систему и рабочие процессы в их взаимодействии. Упругая система состоит из деталей, уз-

лов станка, инструментов и приспособлений. А рабочими процессами являются трение, резание, гидравлические, электромагнитные, пневматические и другие явления.

В теоретической части работы составляется динамическая модель главного и вспомогательная приводов токарно-винторезного станка 1К625, подвергающие сложной изгибно-крутильной деформации.

Аналитическим методом определены масс, моментов инерции и податливостей главного привода станка 1К625 (рис. 1)

В главный привод (коробка скоростей) токарного винторезного станка 1К625 входят асинхронный двигатель, рабочая машина – шпиндельный узел и связывающий их механизм – пятиступенчатый редуктор, а вспомогательный привод коробки подач начинает движение от шпинделя до рейки.

Составление динамической модели приводов рассматриваемого станка осуществляется по методике, приводимой в работе [1]. Здесь излагается последовательность расчета и приводятся его результаты

Определение масс и моментов инерции деталей приводов станка аналитическим методом. При составлении динамической модели главного привода токарного станка 1К625 учитываются крутильная податливость валов, деформации опор, контактная податливость шлицевых, шпоночных соединений и зубчатых передач.

Значения моментов инерции движущихся деталей, а также податливостей на кручение валов, шпоночных и шлицевых соединений находятся по формулам из работ [1–4].

Эквивалентную крутильную податливость при изгибе валов, деформации опор и зубчатых колес рассматриваемой системы определяли следующим образом:

1. Определили силы, действующие на зубчатые колеса и на опоры валов;
2. Определили прогиб валов под зубчатыми колесами;
3. Определили приведенную нагрузку на подшипниках;
4. Определили упругие перемещения в опорах валов;

5. Вычисляли перемещения зубчатых колес, вызванные податливостью опор;
6. Определили полные линейные перемещения зубчатых колес;
7. Определили относительные смещения и взаимный угол поворота зацепляющихся зубчатых колес;

8. Вычисляли эквивалентную крутильную податливость при изгибе валов и деформаций опор;
 9. Определили приведенную к крутильной податливости изгибных и контактных деформаций зубьев.
- Результаты вышеперечисленных пунктов расчета внесены в табл. 1.

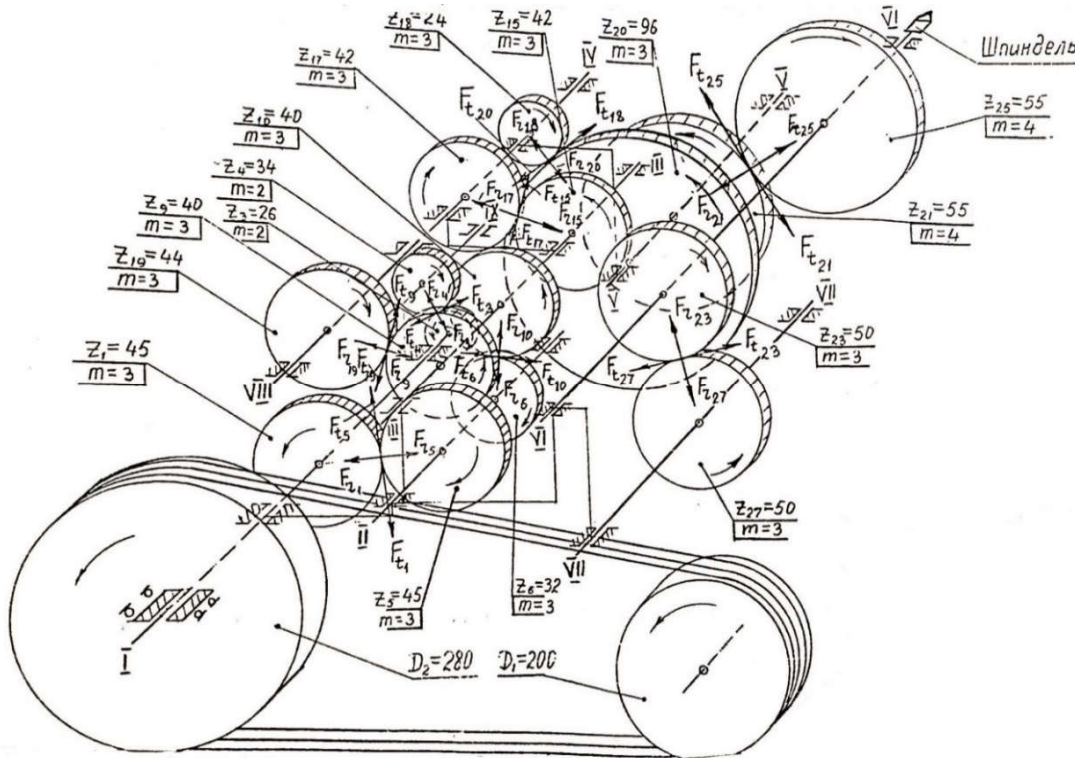


Рис. 1 – Силы, действующие на зубчатые колеса главного привода токарного станка 1К625:
 F_r – радиальные, F_t – тангенциальные, F_o – осевые силы

Таблица 1 – Момент инерции и податливости деталей главного привода (коробки скоростей) токарно-винторезного станка 1К625 при $n_{шп} = 250$ об/мин

Вал Участок Вала		Момент инерции, 10^4 Н·м·с ²	Крутильная податливость валов, 10^{-7} рад/Н·м	Крутильная податливость от деформ. шпон. и шлиц. соединения, 10^{-7} рад/Н·м	Крутильная податливость от изгиба валов, деформации опор и зубч. передач, 10^{-7} рад/Н·м	Суммарная крутильная по- датливость, 10^{-7} рад/Н·м	Приведенная крутильная подат- ливость в % от суммарного		
							От кручения валов	От деформ. шпон. и шлиц- цевого соеди- нения	От изгиба ва- лов, деформ. опор и зубч. передач
I	1	425	220	-	28	248,0	82	0	12
II	1	110,2	-	-	-	-	-	-	-
	2	138,0	448	45,1	330,4	823,5	56,4	6,1	37,5
III	1	520,4	118,5	5,5	-	-	-	-	-
	2	206,5	-	-	442,5	566,5	23,0	2,0	78,0
IV	1	158,0	-	-	-	-	-	-	-
	2	112,0	270,4	72,2	1290,1	1632,7	16,6	16,2	75,0
V	1	730,1	-	-	-	-	-	-	-
	2	1360,2	480,6	102,1	18,2	600,9	76,0	18,0	3,2
VI	1	1520,5	-	-	-	-	-	-	-
	2	6800,2	5,8	12,1	215,0	239,6	3,8	7,2	88,5
	3	7806,0	1,08	5,6	-	-	-	-	-
VII	1	82,0	880,1	93,6	570,1	1543,8	59,2	5,8	36,5
	2	31,5	-	-	-	-	-	-	-
VIII	1	85,6	-	-	-	-	-	-	-
	2	5,7	682,5	15,2	148,2	845,9	87,5	3,4	18,5
Среднее значение							49,01	7,34	43,65

На основе теоретических данных, представленных в табл. 1, построен график зависимости приведен-

ных моментов инерции J_n от числа оборотов шпинделя токарного станка 1К625 (рис. 2).

Из данных табл. 1 и рис. 2 видно, что чистая податливость на кручение валов главного привода (коробки скоростей) токарно-винторезного станка 1К625 при $n_{шпн} = 250$ об/мин составляет 49,01 % от общей суммарной податливости главного привода станка. Приведенные к крутильной податливости изгиб валов, деформации опор и зубчатых передач станка составляет 43,65 %, а приведенная к крутильной податливости контактные деформации шпоночных и шлицевых соединений составляет 7,34 %.

Исходя из анализа составляющих общего баланса крутильной податливости привода токарно-винторезного станка 1К625, можно сделать вывод о том, что при

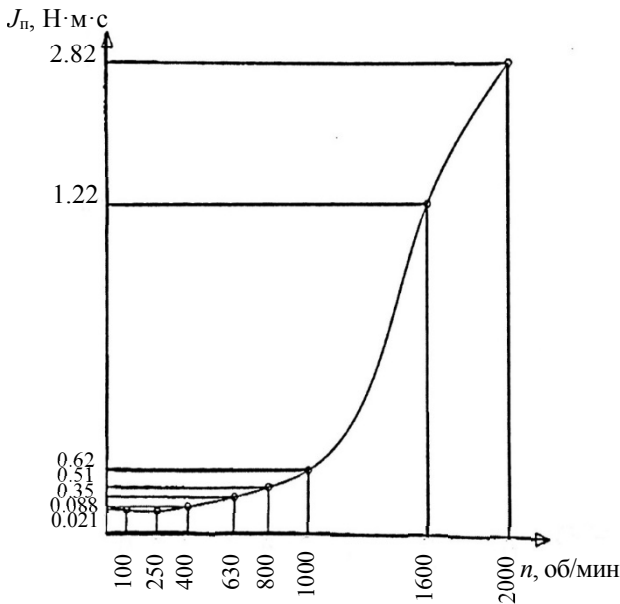


Рис. 2 – Зависимость приведенных моментов инерции от числа оборотов шпинделя токарного станка модели 1К625 (по теоретическим данным)

составлении динамической модели крутильных систем машин наряду с чистой податливостью на кручение вращающихся деталей необходимо также учитывать приведенный к крутильной податливости изгиб валов, деформаций опор, зубчатых колес, шпоночных и шлицевых соединений.

На рис. 3 показана динамическая модель главного привода токарно-винторезного станка 1К625 при $n_{шпн} = 250$ об/мин. Эта модель состоит из 16 сосредоточенных масс.

На рис. 4 показана приведенная динамическая модель токарно-винторезного станка 1К625.

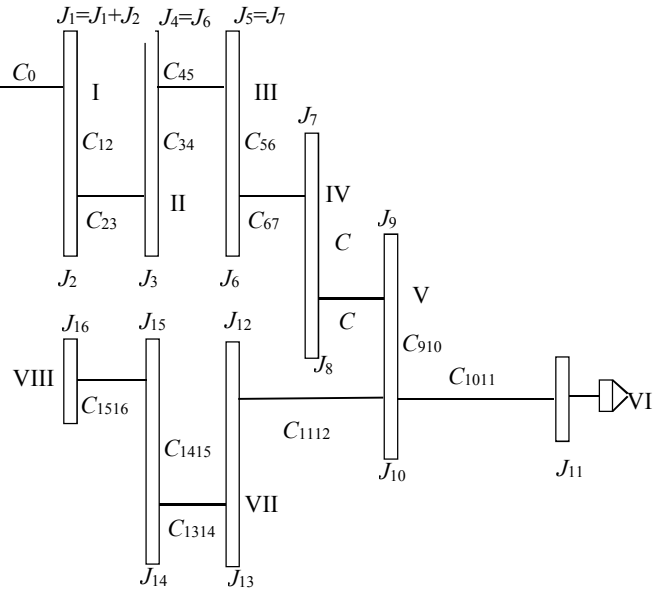


Рис. 3 – Динамическая модель главного привода токарно-винторезного станка 1К625

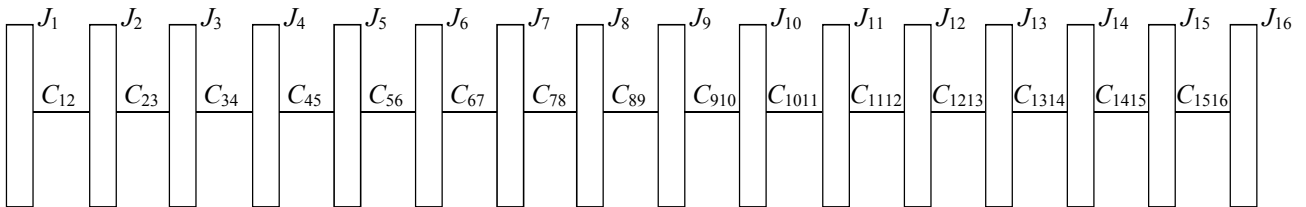


Рис. 4 – Приведенная динамическая модель токарно-винторезного станка 1К625

$$J_i \ddot{\varphi}_i - c_{i-1,i} (\varphi_{i-1} - \varphi_i) + c_{i,i+1} (\varphi_i - \varphi_{i+1}) - \beta_{i-1,i} (\dot{\varphi}_{i-1} - \dot{\varphi}_i) + \beta_{i,i+1} (\dot{\varphi}_i - \dot{\varphi}_{i+1}) + \xi_{i,i+1} (\varphi_i - \varphi_{i+1})^3 = M_1(t) - N_{1i} + N_{2i} \varphi_i - N_{3i} \varphi_i^3, \quad (1)$$

где $i = 1, n$;

$$M_1(t) = M_{0i} \sin \omega t [1, 2].$$

Вводя безразмерное время и безразмерные параметры, формулу (1) запишем в следующие виде,

$$a_i \ddot{\Psi}_i - b_{i,i+1} (\Psi_{i-1} - \Psi_i) + b_{i,i+1} (\Psi_i - \Psi_{i+1}) = \epsilon f_i (\Psi_{i-1}, \Psi_i, \Psi_{i+1}) + e_1 \sin \left(\frac{\omega}{\sqrt{\delta}} \right) < d_i. \quad (2)$$

Потом, переходя к квазинормальным координатам, формулу (2) запишем в следующем виде нелинейного уравнения,

$$\ddot{\bar{\gamma}}_1 = q_s^2 \bar{\gamma}_s = \epsilon \bar{\Phi}_s, \quad (3)$$

где ϵ – маленький параметр;

$\bar{\Phi}$ – нелинейная функция.

Используя один из асимптотических методов, решение уравнения (3) можно представить в виде

$$\bar{\gamma}_s = \delta_s \cos \theta_s + \epsilon x_1(\delta_s, Q_s) + \epsilon^2 x_2(\delta_s, Q_s) + \dots + \epsilon x_s(\delta_s, Q_s), \quad (4)$$

где $x_i(\delta_s, Q_s), i = 1, \dots, n$ – периодические функции.

Как видно из дифференциальных уравнений (1), при теоретическом исследовании приводов станков надо заранее определить значения коэффициентов жесткости c и демпфирования β . Они определяются, исходя из следующих уравнений.

$$C = \frac{Q}{\delta}, \quad K_i = \frac{M_i}{\varphi_i}, \quad (6)$$

где Q – статическая нагрузка;

δ – значение деформации;

M_i – момент силы в точке i системы;

φ_i – значения угловой амплитуды колебаний в точке i системы;

$$K = -(J_1 + J_2 + \dots + J_{16})^2 \omega^2 \frac{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2}\right) \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_2^2}\right) \dots \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2}\right) \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_2^2}\right) \dots \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)}, \quad (7)$$

где n – количество масс, приведенных к ведущему валу;

S – количество участков динамической модели;

$\bar{\omega}_1, \bar{\omega}_2, \bar{\omega}_3, \dots \bar{\omega}_n$ – количество собственных колебаний точек оседаний приведенных масс.

II. Экспериментальная часть. На рис. 5 показаны общая схема экспериментальной установки и размещение датчиков.

В результате анализа осциллограммы колебаний упругого перемещения шпинделя и суппорта, а также осциллограммы колебаний сил резания станка 1К625 (рис. 6, а, б, в), построена амплитудно-частотная характеристика станка 1К625 (рис. 7).

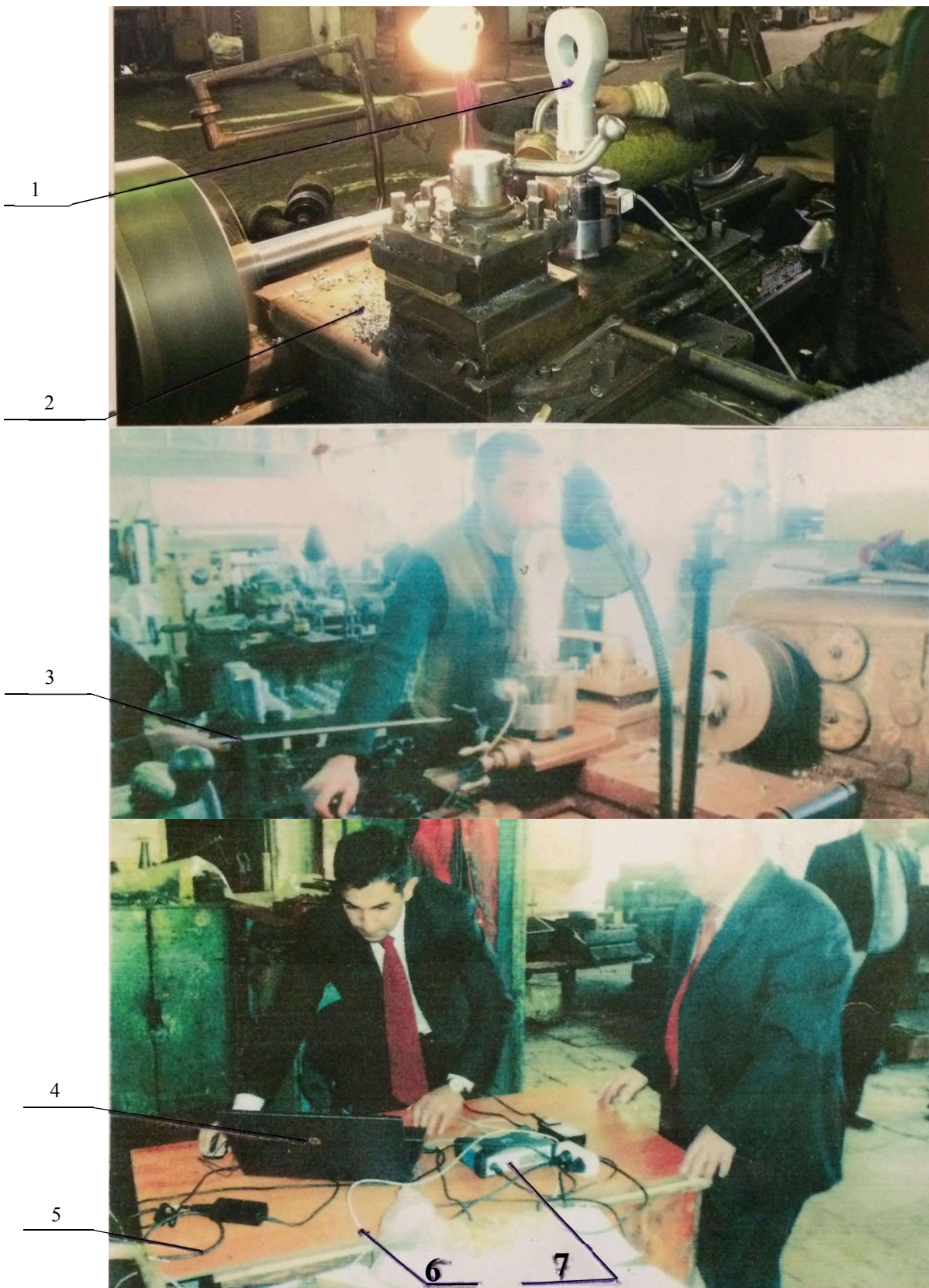


Рис. 5 – общая схема экспериментальной установки:
 1 – датчик измерения усилий U2B; 2 – станок токарный 1К625; 3 – индуктивный датчик перемещения;
 4 – ноутбук; 5 – выпрямитель; 6 – соединительные кабели; 7 – гаунтум

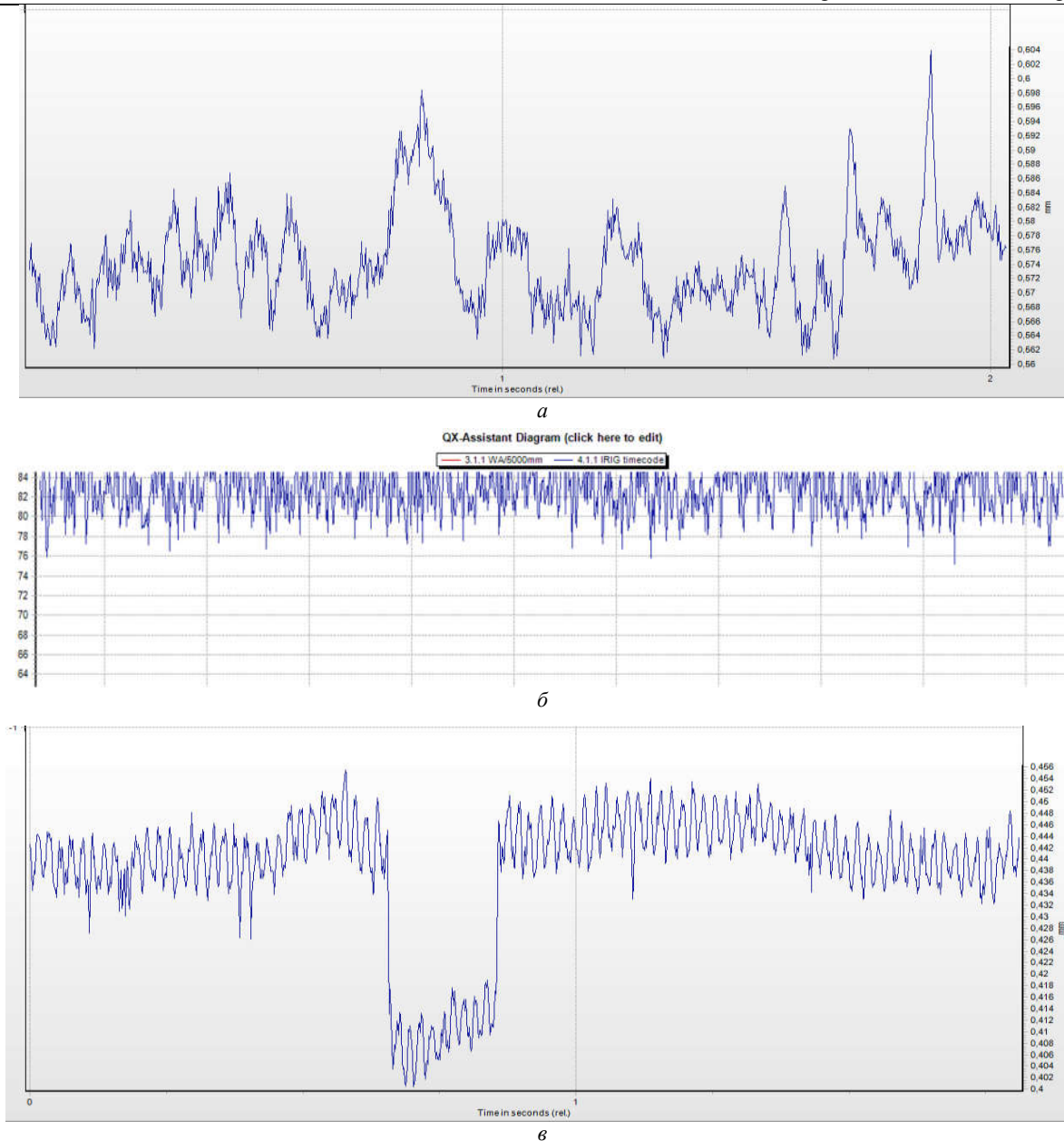


Рис. 6 – Фрагменты экспериментального исследования динамики токарного станка 1К625:
 а, б – осциллограммы колебаний упругого линейного перемещения шпинделя и суппорта станка;
 в – осциллограмма колебаний сил резания

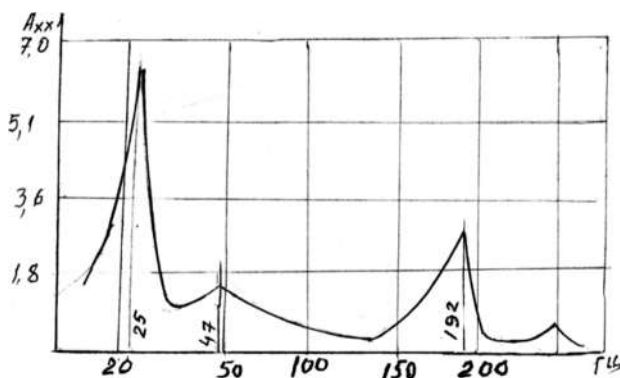


Рис. 7 – Амплитудно-частотная характеристика токарного станка 1К625

Из анализа амплитудно-частотной характеристики, показанной на рис. 6, видно, что наиболее интенсивные колебания токарного станка 1К625 возникают при частотах 25, 47, 192 Гц.

Выводы:

1. Составлена динамическая модель главного привода токарно-винторезного станка 1К625.
2. Записаны и решены с использованием асимптотического метода дифференциальные уравнения движений приводов станка 1К625.
3. В заводских условиях, с применением новейших электронно-измерительных приборов, проведены экспериментальные исследования динамики станка 1К625 в различных режимах его работы.
4. Выполненные теоретические и экспериментальные исследования позволяют установить причины возникновения колебательных процессов в рабочих узлах станка 1К625 и дают возможность разработать ряд обоснованных рекомендаций по снижению интенсивности колебаний станка и повышению производительности оборудования, точности обработки деталей.
5. Результаты экспериментального исследования совместно с теоретическими обобщениями и практическими рекомендациями переданы на завод в качестве

руководящих материалов, предназначенных для разработки и совершенствования технологических процессов обработки деталей с учетом реальных ресурсных возможностей токарно-винторезных станков.

Ожидаемая годовая экономическая эффективность от внедрения результатов исследовательской работы профессора Х. С. Самидова и докторанта А. Б. Ахадова в производственном объединении "Промавтоматика", Азербайджан, составит около 90 (девяносто) тысяч Азербайджанских манат в год.

Список литературы

1. Самидов Х. С., Самидов Э. Х. Динамика и оптимальное конструирование машин. – Баку: "Нурлан", 2003. – 622 с.
2. Самидов Х. С., Алиев Б. Г. Вынужденные колебания электромеханических систем приводов машин // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Х.: НТУ "ХПИ", 2007. – № 21. – С. 132–143.
3. Sadek M. M., Knight W. A. The selection of Dynamic Acceptance Test Conditions for Machine Tools // Production Engineering. – Vol. 51, № 12. – 1972. – P. 429–435.
4. Самидов Х. С., Ахадов А. Б. Оптимизация динамических процессов

приводов технологических машин методом "Обобщенные безразмерные параметры" // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 142–145.

References (transliterated)

1. Samidov X. S., Samidov E. X. *Dinamika i optimal'noe konstruirovaniye mashin* [The dynamics and optimal design of machines]. Baku, Nurlan Publ., 2003. 622 p.
2. Samidov X. S., Aliev B. G. Vynuzhdennye kolebanija elektromekhanicheskikh sistem privodov mashin [Forced oscillations of electromechanical systems of machine drives]. *Vestnik NTU "KhPI". Tem. vyp. "Problemy mekhanicheskogo privoda"* [Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2007, no. 21, pp. 132–143.
3. Sadek M. M., Knight W. A. The selection of Dynamic Acceptance Test Conditions for Machine Tools. *Production Engineering*. Vol. 51, no. 12, 1972, pp. 429–435.
4. Samidov X. S., Ahadov A. B. Optimizacija dinamičeskikh processov privodov tehnolo-gičeskikh mashin metodom "Obobshhjonnye bezrazmernye parametry" [Optimization of dynamic processes of technological machines drives by "Generalized dimensionless parameters"]. *Visnyk NTU "KhPI". Serija: Problemy mekhanicheskogo pryvodu* [Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 23 (1195), pp. 142–145.

Поступила (received) 07.03.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Теоретичні та експериментальні методи дослідження динаміки технологічних машин / А. Б. Ахадов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 5–10. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2079-0791.

Теоретические и экспериментальные методы исследования динамики технологических машин / А. Б. Ахадов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 5–10. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2079-0791.

Theoretical and experimental methods for studying the dynamics of technological machines / А. В. Ahadov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 5–10. – Bibliogr.: 4. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ахадов Анар Бейбала оглу – інженер, докторант, технік вимірювальних приладів "BP Caspian sea exploration", м. Баку; тел.: +994 55 606-06-17; e-mail: ehedov.anar@gmail.com.

Ахадов Анар Бейбала оглу – інженер, докторант, технік измерительных приборов "BP Caspian sea exploration", г. Баку; тел.: +994 55 606-06-17; e-mail: ehedov.anar@gmail.com.

Ahadov Anar Beybala – engineer, PhD student, instrumentation technician at "BP Caspian Sea Exploration", Baku; tel.: +994 55 606-06-17; e-mail: ehedov.anar@gmail.com.

УДК 62-23+519.863

О. В. БОНДАРЕНКО, О. В. УСТИНЕНКО, І. Є. КЛОЧКОВ

КОМП'ЮТЕРНА МОДЕЛЬ БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНОГО РАЦІОНАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ЦИЛІНДРИЧНИХ ДВОСТУПІНЧАСТИХ РЕДУКТОРІВ

Стаття присвячена задачі комп'ютерного моделювання раціонального проектування широко розповсюджених зубчастих циліндричних двоступінчастих редукторів при декількох критеріях. Розглядаються питання пошуку оптимально-раціональних геометричних параметрів, які задовольняють декільком критеріям якості. Усі складності компоновання та взаємозв'язок параметрів унеможливають їх вибір без використання підходів математичної оптимізації. Використання відомого псевдо-випадкового методу *ММТ*-пошуку з авторською модифікацією дало змогу уникнути проблем пов'язаних з дискретністю та кількістю параметрів. Для розв'язання вказаної задачі було сформувано постановку задачі та вказані параметри проектування з обмеженнями, записані критерії та запропоновано підхід переходу від багатокритеріальної до однокритеріальної задачі. Підхід базується на аналізі пробних точок, що отримані при використанні *ММТ*-пошуку, та подальшій обробці отриманої інформації. Запропоновано підхід переходу від багатьох критеріїв до одного за допомогою введення проектувальником шкали важливості та призначення важливості кожного з критеріїв, і знаходження для кожної пробної точки відносного зміщення бажаного розв'язання, що й пропонується використовувати у якості об'єднуючого критерію. Надано основні схеми та блок-схеми елементів алгоритму. Реалізація комп'ютерної моделі здійснювалася у програмному середовищі Delphi 7.

Ключові слова: оптимально-раціональне проектування, модель, алгоритм, редуктор, критерії, цільова функція, раціональні параметри, алгоритм, *ММТ*-пошук, напруженість.

© О. В. Бондаренко, О. В. Устиненко, І. Є. Клочков, 2017