

МАШИНОСТРОЕНИЕ

В. А. АВАКЯН, К. С. БАБАЯН

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ШУМООБРАЗОВАНИЯ
 В СТАНКАХ ДЛЯ ЦЕЛЕЙ ВИБРОДИАГНОСТИКИ

Методы акустической диагностики позволяют устанавливать причины повышенного уровня шума станков, однако проведение в нехороших условиях необходимых для акустической диагностики измерений проблематично, т. к. при отсутствии акустических камер посторонние источники звука существенно искажают полезный диагностический сигнал. Существует более рациональный путь, который заключается в переходе от акустической диагностики к вибрационной [1].

Для этого необходимо разработать вибрационный критерий качества станка, который должен находиться в соответствии с существующим акустическим критерием по ГОСТ 2489-40-75. Разработка такого критерия правомерна лишь при наличии статистически устойчивых связей между вибрацией и шумом станков. Важной задачей является выявление характера этой связи и оценка степени корреляции указанных параметров.

В данной работе эта задача решается методом взаимного спектрального анализа вибрации и шума на примере шпиндельной бабки токарного станка модели 16К20.

Методика проведения эксперимента состояла в следующем: на передней стенке шпиндельной бабки станка крепился пьезоэлектрический датчик вибрации; напротив закрепленного датчика на расстоянии 0,5 м устанавливался микрофон; сигналы виброскорости и звукового давления подвергались дискретизации и параллельно вводились в ЭЦВМ, оснащенной устройством ввода с двух аналогоцифровых преобразователей; обработка введенных данных осуществлялась цифровыми методами.

Выборки сигналов вибрации $x(n)$ и шума $y(n)$ объемами N обрабатывались окном $w(n)$ и подвергались быстрому преобразованию Фурье [2], после чего рассчитывались периодограммы автоспектров мощности вибрации $\bar{G}_{xx}(f_m)$, шума $\bar{G}_{yy}(f_m)$ и взаимного спектра мощности $\bar{G}_{xy}(f_m)$, где $f_m = \frac{m}{Nh}$, h — шаг выборки, m — относительная дискретная частота.



Периодограммы $\bar{G}_{xx}(f_m)$, $\bar{G}_{vz}(f_m)$ и $\bar{G}_{xz}(f_m)$ сглаживались по ансамблю реализаций, после чего рассчитывалась функция обычной когерентности

$$\hat{\gamma}^2(f_m) = |\bar{G}_{vz}(f_m)| / [\bar{G}_{xx}(f_m) \bar{G}_{zz}(f_m)],$$

где знаком $\bar{}$ обозначены сглаженные оценки. Рассчитывались также оценки спектров виброскорости $V(f_m)$ и звукового давления $p(f_m)$

$$V(f_m) = [\bar{G}_{xx}(f_m) / \tau_w h N]^{1/2},$$

$$p(f_m) = [\bar{G}_{zz}(f_m) / \tau_w h N]^{1/2}$$

и их логарифмические характеристики

$$\bar{L}_v(f_m) = 20 \lg |V(f_m) / V_0|,$$

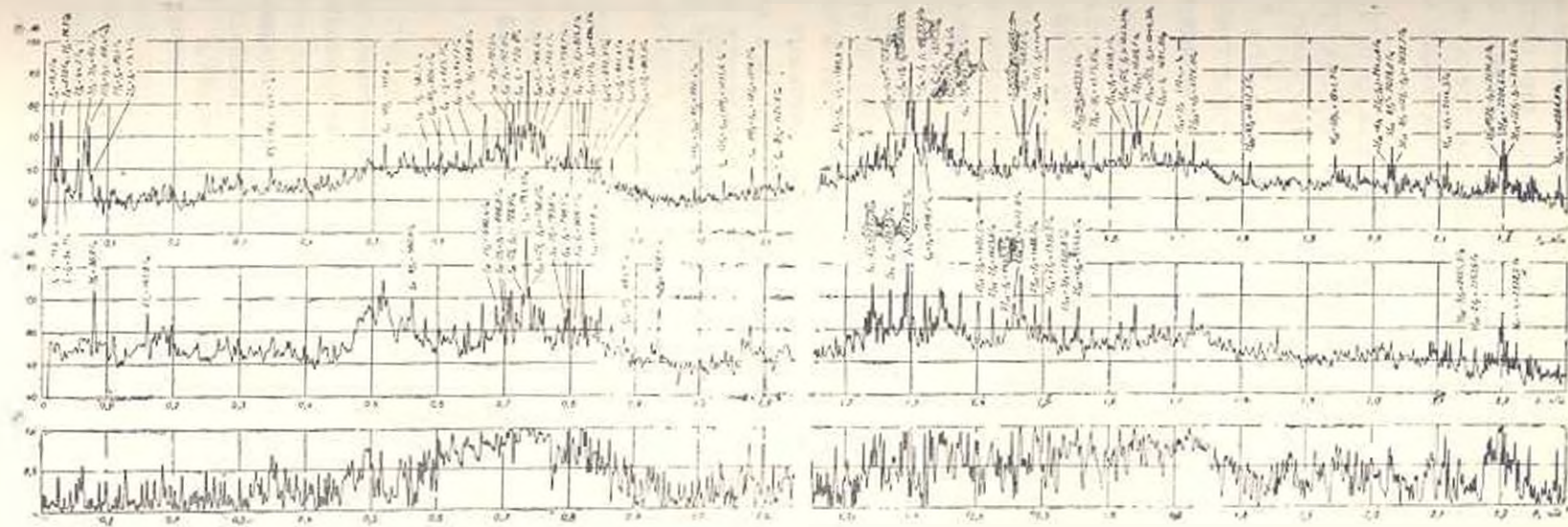
$$\bar{L}_p(f_m) = 20 \lg |p(f_m) / p_0|,$$

где τ_w — эквивалентная шумовая полоса окна $w(n)$ [3]; $V_0 = 5 \cdot 10^{-5}$ м/с и $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па — соответственно, начальные уровни виброскорости и звукового давления.

На рис. 1 приведены характеристики $\bar{L}_v$, $\bar{L}_p$ и $\hat{\gamma}^2$ шпиндельной бабки, полученные при частоте вращения шпинделя, равной 1600 об/мин, и нагрузке, создаваемой фрикционным тормозом, равной 6 Н·м. При цифровой обработке использовалось выделяющее окно вида $w(n) = \sin^4(-\pi n/N)$, а оценки спектральных характеристик сглаживались по 20-и отрезкам реализации при степени перекрытия, равной 75%. Разрешающая способность была равна 3 Гц.

Как видно из спектров вибрации и шума, акустическая энергия практически полностью сосредоточена на дискретных частотах, обусловленных источниками вынужденных колебаний. Линейчатые спектры вибрации и шума поддаются полной расшифровке на основе детерминированной модели вибрации шпиндельной бабки [1]. При идентификации спектральных линий на рис. 1 приняты следующие обозначения: f_i — частота вращения i -го вала зубчатой передачи трехступенчатого перебора шпиндельной бабки ($i = 1, \dots, 4$), а f_{i+1} — частота пересечения зубьев зубчатой пары i -й ступени ($i = 1, 2, 3$).

В анализируемом диапазоне частот наиболее значимыми спектральными составляющими как вибрации, так и шума оказались зубцовые всех трех ступеней с частотами f_{12} , f_{23} и f_{34} , а также гармоники с частотами $2f_{12}$, $2f_{23}$ и $3f_{12}$. В низкочастотной области спектра вибрации обнаружены составляющие с частотами вращения валов зубчатой передачи: f_1 , $f_2 = f_3$, f_4 (шпиндель), их гармоники, а также составляю-



Proc. 4

щие на комбинированных частотах вида $f_1 + f_2$ и др. В спектре шума в отличие от спектра вибрации наблюдаются две составляющие на частотах $3f_1$ и $6f_1$, обязанные своим происхождением аэродинамическому эффекту, возникающему при вращении трехкулачкового патрона. Это единственные составляющие шума, имеющие неструктурное происхождение.

В целом же шум имеет структурное происхождение. Этот вывод следует из рассмотрения функции когерентности, которая приближается к единице не только на зубцовых частотах и их гармониках, но и на множестве боковых частот видов: $if_{n-1} = \omega f_1$, $if_{n+1} = \omega f_1$ и более сложных комбинациях $if_{n+1} = \omega f_1 = \omega f_{1-1}$ (где i , n и ω — целые положительные числа), происхождение которых объясняется явлением амплитудной модуляции [1].

Однако, рассматривая функцию когерентности в широком диапазоне частот, можно заметить, что вне областей зубцовых составляющих и их боковых полос она значительно спадает. В этих частотных диапазонах, а именно от 0 до 0,5 кГц, от 0,9 до 1,2 кГц и от 1,8 до 2,1 кГц вибрация и шум слабо коррелированы. Это отчасти обусловлено отсутствием в этих частотных диапазонах значимых детерминированных составляющих, вызванных источниками вынужденных колебаний. С другой сто-

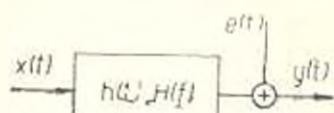


Рис. 2

роны, на некоторых частотах значительная вибрация не приводит к существенному шумообразованию. Тогда в спектре вибрации присутствуют значимые детерминированные составляющие, а в спектре шума практически не проявляются, как например, в низкочастотном диапазоне до 75 Гц. На-

блюдается и обратное явление — составляющие спектра шума не находят своего проявления в спектре вибрации.

Учитывая сказанное, рассмотрим модель шумообразования в виде линейной системы с одним входом, изображенной на рис. 2. Входной величиной является виброскорость $x(t)$, которую можно измерить в некоторой точке на шпиндельной бабке. Выходной величиной является звуковое давление $y(t)$ вблизи шпиндельной бабки:

$$y(t) = x(t) \otimes h(t) + e(t), \quad (1)$$

где $h(t)$ — импульсная переходная функция системы; $\otimes$ — операция свертки; $e(t)$ — составляющая звукового давления, некоррелированная с входным процессом $x(t)$.

Задача идентификации системы [1] состоит в оценке амплитудной частотной характеристики $|H(f)|$ оптимальной линейной системы при условии, что процессы $x(t)$ и $e(t)$ некоррелированы. Как следует из [4]:

$$|H(f)| = |G_{x1}(f)| / G_{xx}(f), \quad (2)$$

а нормированная случайная ошибка оценки частотной характеристики.

$$\varepsilon[|H(f)|] \approx [1 - \gamma^2(f)]^{1/2} V(f) \sqrt{2k}. \quad (3)$$

где k — число отрезков реализации, по которым проводится сглаживание.

Из формулы (3) следует, что даже при низком значении функции когерентности ошибку оценки амплитудной частотной характеристики, полученной по формуле (2), можно снизить путем увеличения числа отрезков реализации k . Однако в данном случае в этом нет необходимости, т. к. для установления связи между вибрацией и шумом достаточно оценивать частотную характеристику на частотах, где сконцентрирована основная часть акустической энергии и функции когерентности близка к единице.

Таким образом, модель (1) позволила установить в спектральной форме связь косвенных оценок звукового давления $p'(f)$ и оценок виброскорости $V(f)$ в следующем виде:

$$p'(f_i) = |H(f_i)| V(f_i), \quad (4)$$

где f_i — частоты линейчатых составляющих, на которых сосредоточена основная энергия шума. Логарифмируя (4), получим выражение, связывающее оценки уровней звукового давления и виброскорости:

$$\bar{L}_{p'}(f_i) = \bar{L}_v(f_i) + 20 \lg[|V_0 p_0| |H(f_i)|].$$

Важным вопросом является косвенная оценка уровня звука по вибрации. Из формулы (4), учитывая разночастотность спектральных составляющих, получим формулу для косвенной оценки уровня звука:

$$\bar{L}_{pA} = 10 \lg \left\{ \frac{1}{V_0^2} \sum_i V(\bar{H}_A(f_i) \hat{V}(f_i) \Gamma) \right\}, \quad (5)$$

где $\bar{H}_A(f)$ — частотная характеристика $H(f)$, откорректированная в соответствии с кривой коррекции A .

Формулу (5) можно использовать при экспресс-оценке уровней звука узлов станков путем вибромониторинга, ограничившись при суммировании наиболее значимыми составляющими, в частности, составляющими на зубцовых частотах и их гармониками.

Для примера, представленного на рис. 1, составлена таблица, в которую включены четыре доминирующие зубцовые компоненты.

Экспресс-оценка $\bar{L}_{pA}$ уровня звука шпиндельной бабки, полученная по данным таблицы, составила 90,5 дБА. Значение уровня звука, полученное прямым измерением с помощью шумомера 1-го класса, оказалось равным 92,5 дБА. Таким образом, погрешность экспресс-оценки в данном случае составила 2 дБ.

Таблица

Частота f , Гц	Обозначение	$\hat{L}_v(f)$, дБ	$V(f)$, мм/с	$H_A(f)$, Па, мм·с ⁻¹
739,5	f_{12}	90,5	1,67	0,35
819,8	f_{22}	80	0,5	0,35
1294,5	f_{34}	92,5	2,1	0,1
1467,1	$2f_{22}$	81,5	0,59	0,23

ИПО «Армстанок»

20. XII. 1982

Վ. Ա. ԱՎԱԿՅԱՆ, Կ. Ս. ՐԱԲՈՅԱՆ

ՀԱՍՏՈՅՆԵՐՈՒՄ ԱՂՄՈՒԿԱԲԱՆԱԳՐԱԿԱՆ ԱՌԱՋԱՆԱՀԱՏԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՀԵՏԱԶՈՏՈՒՄԸ ԹՐԹՈՒՄՆԵՐ ԱՆՏՐՈՐՇՄԱՆ ՆՊԱՏԱԿՆԵՐՈՎ

Ա. մ. փ. ո. փ. ո. մ.

Իրագործված է 16K20 մակնիշի իստատային հաստցի իլային հանգույցի թրթումների և աղմուկի փոխադարձ սպեկտրային վերլուծումը: Ստացված են թրթուման և ձայնային ճնշման սպեկտրային ընդհանրությունները և նրանց կոհերենսության ֆունկցիան: Ստացված արդյունքների հիման վրա մշակված է աղմուկի առաջացման մոդելի պծային համակարգ և որված են նրա ամպլիտուդահաճախային ընդհանրությունները: Թրթումների լատիման միջոցով առաջարկված է հանգույցի աղմուկի զնահատման անուղղակի մեթոդ, որը նախատեսված է կիրառել միայն թրթումային ախտորոշման նպատակների համար:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Авакян В. А., Мадатов В. Р., Нолян Г. А. Выявление источников повышенного шума станков способом инбродианостики.— Статьи и инструмент, 1979, № 3, с. 11—13.
2. Бендат Дж., Пирсол А. Измерение и анализ случайных процессов.— М.: Мир, 1971—463 с.
3. Харрис Ф. Дж. Использование окон при гармоническом анализе методом дискретного преобразования Фурье.— ТНИЭР, 1978, т. 66, № 1, с. 60—96.
4. Bendat F. S. Statistical errors in measurement of coherence functions and input/output quantities. — Journ. of Sound and Vibration, 1978, v. 59, № 3, p. 405—421.