

ФОРМИРОВАНИЕ ИСХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ К ВИБРОСТЕНДУ СВЕРЛИЛЬНОГО СТАНКА

Рязанцев В.Г.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, Белгород

Ключевые слова: вибрационное устройство, механическая обработка, вибросверление, глубокие отверстия, частота, амплитуда, вынуждающая сила, асимметричные колебания.

Аннотация. В статье рассматриваются вопросы использования вибрационных технологий и устройств при механических операциях резания металлов и материалов в технологии машиностроения. При решении подобных задач можно рассматривать, с одной стороны, задачи, относящиеся к выполнению требований точности и качества обработки деталей, а с другой стороны, рассматривать конструкцию и параметры вибрационного воздействия. Эти задачи связаны между собой некоторыми требованиями, например, требованиями к жёсткости системы «станок-приспособление-инструмент-деталь», (СПИД). Однако, существуют вопросы и задачи создания вибрационных устройств для интенсификации операций резания в машиностроении, которые можно решать параллельно. К таким вопросам могут относиться параметры вибрации, такие как частота, амплитуда, величина и направление вынуждающей силы, которая совместно с силой резания образует некоторую суммарную, результирующую силу. Особое значение приобретают численные примеры решения и расчёта используемых вибрационных параметров. В статье приводятся примеры численного расчёта величины и характера поведения внешней вынуждающей силы для вибрационного сверлильного станка.

FORMATION OF THE INITIAL PARAMETERS TO THE VIBRATION STAND OF THE DRILLING MACHINE

Ryazantsev V.G.

Belgorod State Technological University n.a. V.G. Shukhov, Belgorod

Keywords: vibration device, machining, vibration drilling, deep holes, frequency, amplitude, driving force, asymmetric fluctuations.

Abstract. The article deals with the use of vibration technologies and devices in the mechanical operations of cutting metals and materials in mechanical engineering technology. When solving such problems, one can consider, on the one hand, tasks related to meeting the requirements for accuracy and quality of processing parts, and on the other hand, consider the design and parameters of the vibration effect. These tasks are interconnected by some requirements, for example, the requirements for the rigidity of the machine-fixture-tool-workpiece (MFTW) system. However, there are questions and tasks of creating vibration devices for intensifying cutting operations in mechanical engineering, which can be solved in parallel. Such issues may include vibration parameters, such as frequency, amplitude, magnitude and direction of the driving force, which, together with the cutting force, forms some total, resulting force. Numerical examples of the solution and calculation of the vibration parameters used are of particular importance. The article provides examples of numerical calculation of the magnitude and nature of the behavior of the external driving force for a vibratory drilling stand.

Введение. Направления исследований, относящиеся к вибрационным процессам в операциях механической обработки металлов резанием [1-5] имеет тенденцию периодического увеличения интереса к ней. Проблемы внедрения вибрационных технологий в механическую обработку металлов резанием, очевидно, связано с требованиями, предъявляемыми к жёсткости системы СПИД, которые не допускают неоправданных рисков в отношении требуемых параметров, стандартов технологических процессов и качества получаемых изделий. С другой стороны, операции резания, точения, фрезерования и сверления металлов сами по себе являются вибрационными процессами, в которых на уровне сверх коротких отрезков времени, можно выделять стадии нарастания силы резания, формирования концентраторов напряжения, уплотнения сверхтонкого слоя материала, формирования стружки и отрыва элементарных объёмов материала в стружку. Такой цикл может составлять сверхмалые доли секунды. Очевидно, что и вынужденные колебания вибрационного воздействия следует искать в такой области сверхвысоких частот и сверхмалых амплитуд.

В настоящей статье приводятся некоторые сведения и элементы анализа технических предложений вибрационного воздействия при выполнении отдельных сверлильных операций [6-10] и параметров вибрационного механизма. Целью статьи является механизм формирования вибрационного воздействия в условиях сверления, который можно использовать в конкретных условиях.

Методы исследования. В настоящей работе используются классические методы анализа научно-технических источников информации, анализа патентной документации и численного воспроизведения результатов исследований, опубликованных в открытой печати работ, посвящённых использованию вибрации в операциях сверления. Разработка методики проектирования вибрационного воздействия в завершённом состоянии связана с разработкой «идеального закона движения» рабочего оборудования, выполняющего конкретную технологическую операцию. Идеальный закон движения предполагает выбор критерия оптимизации, обеспечивающий уравнивание вибрационной системы, коэффициент усиления и стабильность. В статье используются численные решения, относящиеся к вопросам сложения колебаний, имеющих разные исходные параметры, по критерию оптимизации – величине и характеру поведения величины вынуждающей силы:

$$F_{\text{сумм}} = \sum_{n=1}^{n=i} m_i \cdot r_i \cdot \omega_i^2 \cdot \cos(\omega_i \cdot t + \varphi_i), \quad (1)$$

где m_i , r_i , ω_i , φ_i – соответственно: масса, эксцентриситет, угловая скорость вращения и начальная фаза колебаний дебалансов каждой из « n » ступеней вибрационного механизма; t – текущее время, как правило, в пределах, одного периода для колебаний с наименьшим значением угловой скорости, ω_1 .

Основное содержание исследований. Из всех операций механической обработки металлов, очевидно, операция сверления наибольшим образом позволяет использовать вибрационные технологии. Можно привести примеры из опыта, когда затупление режущих кромок сверла приходится компенсировать интенсивным периодическим усилием на подачу инструмента. С другой стороны, продольная вынуждающая сила внешнего воздействия создаёт сжатие вдоль инструмента без возникновения существенных изгибающих напряжений.

В ряде работ [8-10] отражена информация об использовании конструктивных и технологических решений, в которых освещаются способы и устройства, позволяющие производить процесс вибрационного сверления. К таким решениям относятся устройства с резонатором комплексных колебаний, устройства с электродинамическим вибровозбудителем, устройства, выполненные на основе постоянных магнитов, устройства управления параметрами вибрации и другие.

Особое значение имеет применение вибрационных технологий при сверлении глубоких отверстий, которые могут осуществляться как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскости, в зависимости от назначения и габаритов системы СПИД. Причём, операции сверления позволяют использовать разнообразные комбинации схем вибрационного резания при вращении, подаче и вибрации заготовки и инструмента. К сожалению не все работы содержат количественные параметры, позволяющие численно оценить эффективность полученных результатов исследований.

Возможность численного анализа полученных результатов применения вибрационных технологий при сверлении предоставляет работа [10], целью которой является повышение производительности сверлильного станка при обработке труднообрабатываемых материалов. В техническом, или в конструкторском, плане, цель может быть интерпретирована как, получение условий пульсации вращающего момента сверла, или, перевод вращающего момента сверла в динамическое состояние, когда в пределах некоторого времени, периода, вращающий момент будет изменяться в некоторых, дозволённых, пределах от M_{\min} до M_{\max} .

Не отсылая читателя к оригиналу, приводим ниже рисунки из [10], которые потребуются для анализа сравнительных расчётов (рис. 1).

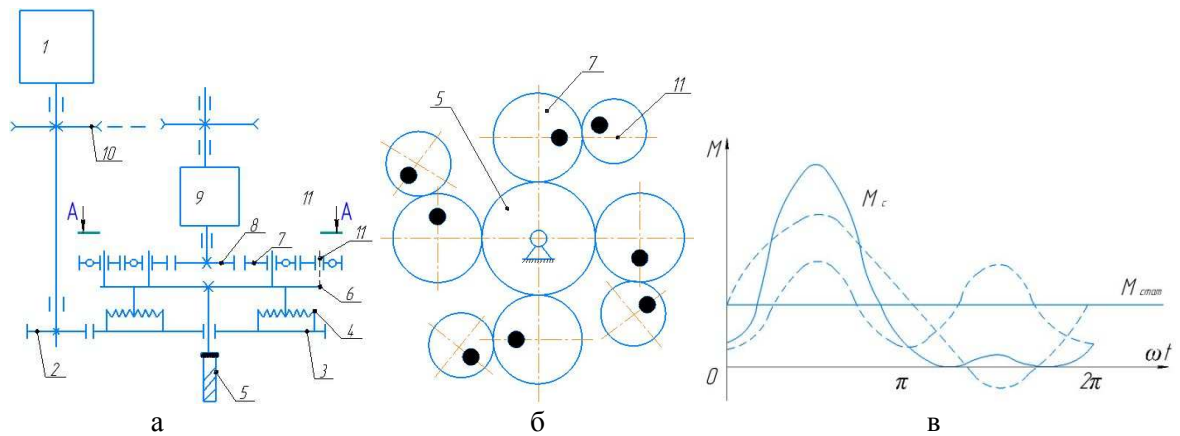


Рис. 1. Схема вибропривода сверлильного станка (а), схема по разрезу А-А (б), кривая изменения вращающего момента на сверле (в): 1 – двигатель, 2 и 3 – зубчатые колёса, 4 – пружины, 5 – сверло в шпинделе, 6 – водило, 7 – сателлиты, 8 – шестерня солнечная, 9 – коробка передач, 10 – ремённая передача, 11 – дополнительные сателлиты.

Использование схемы приведенной на рисунке 1, позволяет создать динамический момент с амплитудой положительного импульса, превышающего амплитуду отрицательного, что позволяет, в свою очередь, при неизменной мощности двигателя повысить мгновенные значения суммарного вращающего момента, действующего только в положительном направлении.

В результате авторы приводят уравнение суммарного вращающего динамического момента:

$$M_{дин} = A_1 \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) + A_2 \sin(\omega_2 \cdot t + \varphi_0), \quad (2)$$

где A_1 и A_2 – амплитудные значения колебаний момента от сателлитов 7 и 11; ω_1 и ω_2 – угловые скорости вращения сателлитов 7 и 11; t – время; φ_0 – фазный угол.

Суммарный вращающий момент на сверле при этом:

$$M_{\Sigma} = M_{стат} + M_{дин}. \quad (3)$$

Варьируя значениями параметров A_1 и A_2 (например, за счет изменения величин неуравновешенных грузов сателлитов), соотношением ω_1 , ω_2 и величиной φ_0 , можно изменять динамический момент и форму кривой суммарного момента.

На основании уравнения (2), поставлена цель достижения изменения динамического момента по форме кривой суммарного момента, представленной на рисунке 1в.

Из графика, приведенного на рисунке 1в, видно, что он является суммой двух механических колебаний с равными величинами вынуждающих сил и угловыми скоростями кратными двум. Необходимость использования сдвига фаз, в таких задачах, будет рассмотрен позже. Получение такого характера поведения графика характерно для сложения двух вынужденных колебаний с кратными частотами колебаний $\omega_1 = 0,5\omega_2$.

Из [10] следует, что колебания вибрационного устройства генерируются четырьмя дебалансами 7, вращающимися с угловой скоростью ω_1 и четырьмя дебалансами 11, вращающимися с угловой скоростью $\omega_2 = 2 \cdot \omega_1$, которые связаны с угловой скоростью вращения шпинделя 5.

Очевидно, что основным фактором, обеспечивающим процесс резания, является сила резания, которая определяется как произведение площади срезаемой стружки на удельное сопротивление резанию конкретного материала. Поэтому, целесообразно при проектировании вибрационного устройства перейти к параметрам с силами. Суммарная сила резания составит:

$$F_{сумм} = F_{стат} + F_{дин} = \rho_{уд} \cdot t^m \cdot s^n + 4 \cdot m_5 r_5 \omega_5^2 \cos(\omega_5 t) + 4 \cdot m_{11} r_{11} \omega_{11}^2 \cos(\omega_{11} t), \quad (4)$$

$$\text{откуда} \quad F_{дин} = F_5 + F_{11}, \quad (5)$$

где ρ_{yd} – удельное сопротивление резанию конкретного материала, Н/м²; t и s – соответственно, толщина срезаемого слоя и подача; m и n – коэффициенты; m_5 и m_{11} – соответственно, масса дебалансов, кг; r_5 и r_{11} – эксцентриситет соответствующих масс, м; ω_5 и ω_{11} – соответственно, угловые скорости вращения, рад/с; F_5 и F_{11} – соответственно, вынуждающие силы первой и второй ступени вибрационного устройства.

Зададимся кратными величинами угловых скоростей дебалансных валов: $\omega_5 = 52,36$ рад/с (500 об/мин) и $\omega_{11} = 104,72$ рад/с (1000 об/мин). Соотношение статических моментов дебалансов первой и второй ступени вибрационного устройства должно отвечать наибольшей асимметрии величины вынуждающей силы. Наилучшее соотношение статических моментов дебалансов первой и второй ступени $\frac{m_5 \cdot r_5}{m_{11} \cdot r_{11}} = 100 / 12,3$. Величину

$F_{дин}$ принимаем равной $F_{дин} = 1,0$ кН для упрощения возможных перерасчётов и анализа результатов в дальнейшем.

Исходные данные приведены в таблице 1.

Табл. 1. Исходные параметры

рi	№ дебаланса (рис. 1б)	5	11
3,1416	Масса (кг)	4	1,5
	Радиус (см)	3	1
T	Нач. фаза (град)	270	180
0,12	Скорость (об/мин)	500	1000
dt	R (м)	0,03	0,01
0,006	φ_0 (рад)	4,71	3,14
	ω (рад/с)	52,36	104,72

Частота колебаний дебалансов первой и второй ступеней составляет $\phi = n / 60$ Гц, тогда период колебаний $T_5 = \frac{1}{\phi} = 0,12$ с и $T_{11} = 0,24$ с. Для построения графика производим разбиение периода на 20 отрезков по 0,006 с. Результаты расчёта сведены в таблице 2.

Максимальная динамическая сила составляет 1,0 кН, минимальное значение -0,49 кН, на отрицательной стороне. Тогда, коэффициент асимметрии составляет $k = 2,02$. По величине $F_{дин} = -0,49$ кН целесообразно устанавливать величину статического момента в уравнении (3).

График изменения величины суммарной динамической величины вынуждающей силы приведен на рисунке 2, который в полной мере соответствует характеру изменения вынуждающей силы на рисунке 1в.

Разработанный в настоящей статье метод, основанный на оперировании силами, взамен моментов, позволяет проектировать вибрационные процессы по выходному параметру – по характеру и величине суммарной динамической вынуждающей силы. Остальные параметры вибрационного процесса переходят в разряд зависимых от основного.

Например, задавшись той же необходимой величиной суммарной динамической вынуждающей силой $F_{дин} = 1,0$ кН, можно показать, как изменятся габаритные размеры вибрационного устройства в целом.

Для этого, принимаем сравнимые с основным процессом сверления частоты вращения дебалансных валов $n_5 = 1000$ и $n_{11} = 2000$ об/мин.

Период колебаний составит $T_5 = 0,06$ с. Исходные параметры сводим в таблице 3, результаты расчёта в таблице 4 и строим график (рис. 3).

Табл. 2. Результаты расчёта суммарной динамической вынуждающей силы

№	t	F_5	F_{11}	$F_{сумм}$
0	0,000	0,00	-0,33	-0,33
1	0,006	0,20	-0,27	-0,06
2	0,012	0,39	-0,10	0,29
3	0,018	0,54	0,10	0,64
4	0,024	0,63	0,27	0,90
5	0,030	0,66	0,33	1,00
6	0,036	0,63	0,27	0,90
7	0,042	0,54	0,10	0,64
8	0,048	0,39	-0,10	0,29
9	0,054	0,20	-0,27	-0,06
10	0,060	0,00	-0,33	-0,33
11	0,066	-0,20	-0,27	-0,47
12	0,072	-0,39	-0,10	-0,49
13	0,078	-0,54	0,10	-0,43
14	0,084	-0,63	0,27	-0,36
15	0,090	-0,66	0,33	-0,33
16	0,096	-0,63	0,27	-0,36
17	0,102	-0,54	0,10	-0,43
18	0,108	-0,39	-0,10	-0,49
19	0,114	-0,20	-0,27	-0,47
20	0,120	0,00	-0,33	-0,33
	Max	0,66	0,33	1,00
	Min	-0,66	-0,33	-0,49
	k			2,02

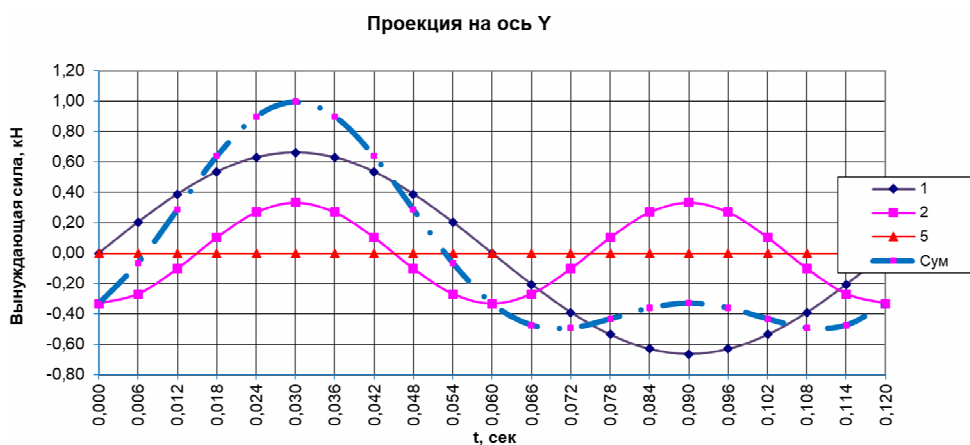


Рис. 2. График изменения суммарной величины динамической вынуждающей силы

Табл. 3. Исходные параметры при соотношении $n_5 / n_{11} = 1000 / 2000$ об/мин

p_i	№ дебаланса	5	11
3,1416	Масса (кг)	2,02	0,76
	Радиус (см)	1,5	0,5
T	Нач. фаза (град)	270	180
0,06	Скорость (об/мин)	1000	2000
dt	R (м)	0,015	0,005
0,003	φ_0 (рад)	4,71	3,14
	ω (рад/с)	104,7	209,44

Табл. 4. Результаты расчёта суммарной динамической вынуждающей силы при соотношении $n_5 / n_{11} = 1000 / 2000$ об/мин

№	t	F_5	F_{11}	$F_{дин}$
0	0,000	0,00	-0,33	-0,33
1	0,003	0,21	-0,27	-0,06
2	0,006	0,39	-0,10	0,29
3	0,009	0,54	0,10	0,64
4	0,012	0,63	0,27	0,90
5	0,015	0,66	0,33	1,00
6	0,018	0,63	0,27	0,90
7	0,021	0,54	0,10	0,64
8	0,024	0,39	-0,10	0,29
9	0,027	0,21	-0,27	-0,06
10	0,030	0,00	-0,33	-0,33
11	0,033	-0,21	-0,27	-0,48
12	0,036	-0,39	-0,10	-0,49
13	0,039	-0,54	0,10	-0,43
14	0,042	-0,63	0,27	-0,36
15	0,045	-0,66	0,33	-0,33
16	0,048	-0,63	0,27	-0,36
17	0,051	-0,54	0,10	-0,43
18	0,054	-0,39	-0,10	-0,49
19	0,057	-0,21	-0,27	-0,48
20	0,060	0,00	-0,33	-0,33
	Max	0,66	0,33	1,00
	Min	-0,66	-0,33	-0,49
	k			2,02

График изменения суммарной величины динамической вынуждающей силы носит тот же характер и значения её величины, но на отрезке времени периода колебаний 0,06 с. Изменение частот вращения дебалансных валов при постоянстве силовых характеристик и коэффициента динамичности системы, позволяет снизить массы и эксцентриситеты дебалансов, а значит и габариты вибрационного устройства. Масса дебалансов $m_5 = 4$ кг и $m_{11} = 1,5$ кг снижаются до $m_5 = 2,02$ кг и $m_{11} = 0,76$ кг, а эксцентриситеты изменяются от $r_5 = 3$ см и $r_{11} = 1$ см до $r_5 = 1,5$ см и $r_{11} = 0,5$ см.

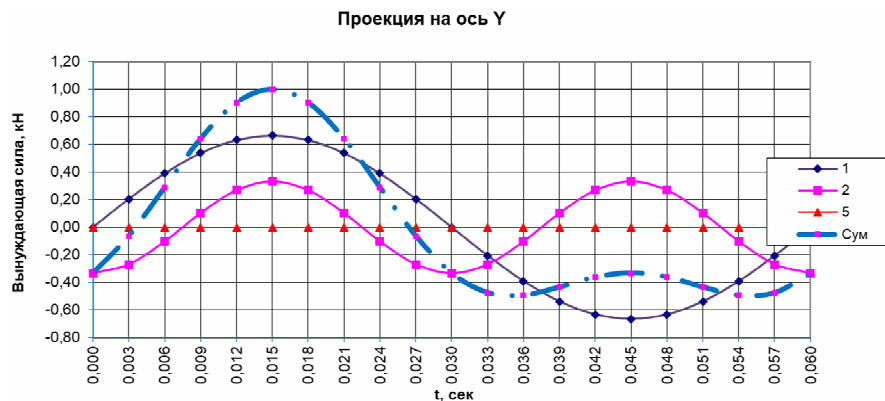


Рис. 3. График изменения суммарной величины динамической вынуждающей силы $F_{дин}$ – сум, и её составляющих: F_5 и F_{11} , период колебаний – 0,06 с

При использовании вибрационных технологий может возникать необходимость повышения плавности работы механической системы. Такую возможность предоставляет метод увеличения числа ступеней вибрационного устройства, например, переход с двух ступеней, как в предыдущем примере, к трём ступеням, что конструктивно сделать не сложно.

Принимаем третью ступень с кратной частотой вращения $n_{3\text{ступ}} = 3000$ об/мин. Составляем таблицу исходных параметров таким образом, чтобы суммарная величина динамической силы $F_{\text{дин}}$ составляла 1,0 кН (табл. 5).

Результаты расчёта приведены в таблице 6. Величина суммарной динамической силы составляет 1,0 кН (0,015 с). Существенным отличием данной колебательной системы от предыдущей является то, что модуль величины динамической силы на отрицательной ветви графика (рис. 3) меньше, величины на положительной ветви в три раза, что существенно повышает плавность работы вибрационного узла.

Табл. 5. Исходные параметры для трёхступенчатого вибрационного устройства

p_i	№ вибратора	1	2	3
3,1416	Масса (кг)	1,51	0,76	0,29
	Радиус (см)	1,5	0,5	0,3
T	Нач. фаза (град)	270	180	90
0,06	Скорость (об/мин)	1000	2000	3000
dt	R (м)	0,015	0,005	0,003
0,003	φ_0 (рад)	4,71	3,14	1,57
	ω (рад/с)	104,7	209,44	314,16

Табл. 6. Результаты расчёта суммарной динамической вынуждающей силы при соотношении $n_5 / n_{11} / n_{3\text{ступ}} = 1000 / 2000 / 3000$ об/мин

№	t	F_5	F_{11}	$F_{3\text{ступ}}$	$F_{\text{сумм}}$
0	0,000	0,00	-0,33	0,00	-0,33
1	0,003	0,15	-0,27	-0,14	-0,26
2	0,006	0,29	-0,10	-0,16	0,03
3	0,009	0,40	0,10	-0,05	0,45
4	0,012	0,47	0,27	0,10	0,84
5	0,015	0,50	0,33	0,17	1,00
6	0,018	0,47	0,27	0,10	0,84
7	0,021	0,40	0,10	-0,05	0,45
8	0,024	0,29	-0,10	-0,16	0,03
9	0,027	0,15	-0,27	-0,14	-0,26
10	0,030	0,00	-0,33	0,00	-0,33
11	0,033	-0,15	-0,27	0,14	-0,28
12	0,036	-0,29	-0,10	0,16	-0,23
13	0,039	-0,40	0,10	0,05	-0,25
14	0,042	-0,47	0,27	-0,10	-0,30
15	0,045	-0,50	0,33	-0,17	-0,34
16	0,048	-0,47	0,27	-0,10	-0,30
17	0,051	-0,40	0,10	0,05	-0,25
18	0,054	-0,29	-0,10	0,16	-0,23
19	0,057	-0,15	-0,27	0,14	-0,28
20	0,060	0,00	-0,33	0,00	-0,33
	Max	0,50	0,33	0,17	1,00
	Min	-0,50	-0,33	-0,17	-0,34
	k				2,99

Обсуждение. Таким образом, график изменения величины суммарной динамической силы при трёх ступенях вибрационного устройства имеет форму, приведенную на рисунке 4.

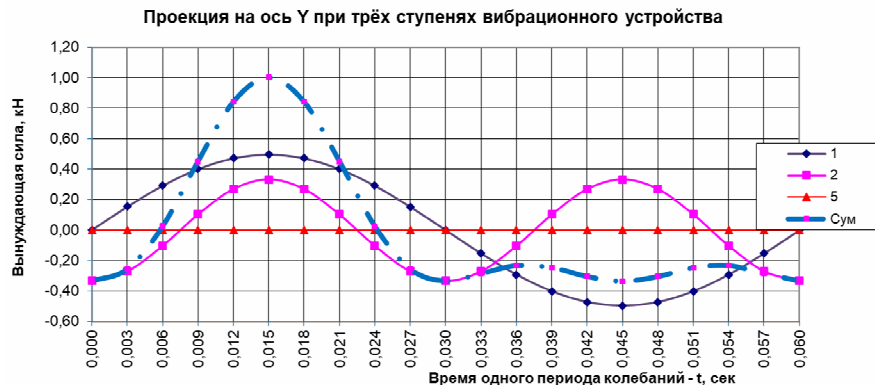


Рис. 4. График изменения суммарной величины динамической вынуждающей силы $F_{дин}$ – сумм, и её составляющих: F_5 , F_{11} и $F_{3ступ}$, период колебаний – 0,06 с

Как видно, при использовании трёх ступеней вибрационного устройства (табл. 5) в результате получаем (табл. 6) заданное значение суммарной динамической силы $F_{дин} = 1,0$ кН, но при этом, на отрицательной ветви графика (рис. 3) имеем максимальное значение модуля силы, равное $|-F_{дин}| = 0,34$, что позволяет получить коэффициент асимметрии вынуждающей силы, равный $2,99 \approx 3,0$. А это, в свою очередь, обеспечивает более плавную работу вибрационного устройства и более плавное ведение операции в целом.

Вывод. Использование вибрационных методов в технологии обработки металлов и материалов резанием имеет тенденцию к более широкому исследованию и применению. Как правило, в таких работах рассматривается наложение внешней вынуждающей силы на силу резания. Повышение производительности операции, качество обрабатываемой поверхности, стойкость инструмента может быть реализовано путём сложения нескольких вынуждающих сил, действующих с кратными частотами, с силой резания в пределах периода колебаний составляющей суммарной вынуждающей силы с наименьшей частотой.

Список литературы

1. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т.4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э. Лавенделя, 1981. – 509 с.
2. Чепчуров М.С., Хуртасенко А.В., Маслова И.В. Управление колебаниями режущего инструмента при токарной обработке крупногабаритных деталей // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2010. – № 2(26). – С. 31-35.
3. Данильчик С.С., Иващенко С.А., Каштальян И.А., Куптель В.Г., Молочко В.И., Шелег В.К. Вибрационное точение конструкционных сталей. – Минск: БНТУ, 2018. – 244 с.
4. Патент №2356700 РФ. Способ вибрационного резания и вибрационный резец / Гоц Э.М. – Заявка №2007128970/02 от 30.07.2007; опубл. 27.05.2009, Бюл. №15.
5. Масленников А.В. Технология сверления глубоких отверстий малого диаметра с наложением высокочастотных осевых колебаний: Автореф. ... канд. техн. наук: 05.03.01. – Воронеж, 2008. – 18 с.
6. Иванов И.И. Исследование динамики процесса вибрационного сверления с управлением: Автореф. ... канд. техн. наук: 01.02.06. – Москва, 2018. – 17 с.
7. Разумов М.С., Гатиев М.Ш., Гладышкин А.О., Дрынова О.И., Скрипкина Е.В., Панин А.А., Смирнова А.Н. Разработка способа вибрационного сверления на основе анализа кинематических схем с учетом эксплуатационных характеристик станочного оборудования // Современные наукоемкие технологии. – 2018. – № 9. – С. 103-108.
8. Патент №2197361 РФ. Способ вибрационного сверления / Иноземцев К.А., Барботько А.И., Каплунов Г.Ф. – Заявка №2001106543/02 от 15.03.2001; опубл. 27.01.2003, Бюл. №3.
9. Патент №1379015 РФ. Устройство для вибрационного сверления отверстий / Долухонян В.Г., Багдасарян З.С., Кирокасян С.А. – Заявка №4059228 от 23.04.1986; опубл. 07.03.88, Бюл. №9.
10. А.с. №474403 СССР. Вибростенд сверлильного станка / Васин Г.Г., Пожбелко В.И., Коробченко Л.С., Забейворота В.И. – Заявка №1846634/25-8 от 17.11.1972; опубл. 25.06.1975, Бюл. №23.

References

1. Vibrations in technology: Handbook. In 6 volumes / Ed. advice: V.N. Chelomey (prev.). – M.: Mechanical Engineering, 1981. – Vol. 4. Vibration Processes and Machines / Ed. E.E. Lavendel, 1981. – 509 p.
2. Chepchurov M.S., Khurtasenko A.V., Maslova I.V. Control of vibrations of the cutting tool when turning large parts // Bulletin of the Bryansk State Technical University. 2010, no. 2(26), pp. 31-35.
3. Danilchik S.S., Ivashchenko S.A., Kashtalyan I.A., Kuptel V.G., Molochko V.I., Sheleg V.K. Vibration turning of structural steels. – Minsk: BNTU, 2018. – 244 p.
4. Patent No. 2356700 RU. Method of vibration cutting and vibration cutter / Gotz E.M. – Application No. 2007128970/02 dated 30.07.2007; publ. 27.05.2009, Bul. No. 15.
5. Maslennikov A.V. Technology of drilling deep holes of small diameter with the imposition of high-frequency axial vibrations: Abstract ... cand. of tech. sc.: 05.03.01. – Voronezh, 2008. – 18 p.
6. Ivanov I.I. Investigation of the dynamics of the vibration drilling process with control: Abstract ... cand. of tech. sc.: 01.02.06. – Moscow, 2018. – 17 p.
7. Razumov M.S., Gatiev M.Sh., Gladyshev A.O., Drynova O.I., Skripkina E.V., Panin A.A., Smirnova A.N. Development of a method of vibration drilling based on the analysis of kinematic schemes taking into account the operational characteristics of machine equipment // Modern high-tech technologies. 2018, no. 9, pp. 103-108.
8. Patent No. 2197361 RU. Method of vibration drilling / Inozemtsev K.A., Barbotko A.I., Kaplunov G.F. – Application No. 2001106543/02 of 03/15/2001; publ. 27.01.2003, Byul. No. 3.
9. Patent No. 1379015 of the Russian Federation. Device for vibration drilling holes / Dolukhonyan V.G., Bagdasaryan Z.S., Kirokasyan S.A. – Appl. No. 4059228 from 23.04.1986; publ. 07.03.88, Bul. No. 9.
10. A.s. No. 474403 USSR. Vibrostand of the drilling machine / Vasin G.G., Pozhbelko V.I., Korobchenko L.S., Zabeyvorota V.I. – Appl. No. 1846634/25-8 from 17.11.1972; publ. 25.06.1975, Bul. No. 23.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Рязанцев Владислав Геннадьевич – аспирант

Ryazantsev Vladislav Gennadievich – postgraduate student

vladeslav390@gmail.com

Получена 29.11.2022