

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ДИНАМИЧНОСТИ ПРИ  
ИССЛЕДОВАНИИ ДИНАМИКИ МАШИН***ИЧМ НАН Украины, Приазовский горно–технический университет*

Рассмотрены особенности использования коэффициента динамичности при описании нестационарных процессов динамики машин, показаны разночтения в определении этого параметра и связанные с ними возможности неверной интерпретации результатов экспериментальных и теоретических исследований динамики машин.

**Современное состояние вопроса.**

Опыт исследования тяжелых машин горно–металлургического комплекса свидетельствует, что для большинства из них нормальным является переходной режим работы, сопровождаемый ярко выраженными нестационарными процессами в силовой цепи и значительными динамическими нагрузками [1]. При проектировании либо модернизации подобных машин определение и систематизация динамических нагрузок имеют первостепенный характер, так как только квалифицированная оценка этого фактора позволяет выполнить обоснованный расчет прочности и долговечности деталей и узлов оборудования [2]. Немаловажную роль играет при этом анализ результатов исследований сходных по конструкции и назначению машин, выполненных отечественными и зарубежными исследователями. Важнейшими параметрами, которыми интересуется проводящий анализ исследователь, являются частотные характеристики исследовавшейся машины, а также характер изменения и наибольшая величина нагрузок в ее силовой цепи. При этом могут возникнуть проблемы, связанные с существующими в настоящее время разночтениями в терминологии, принятой в смежных отраслях прикладных наук, занятых исследованиями подобного оборудования. В настоящее время термины, используемые для описания основных частотных свойств и характера изменения нагрузок в силовых цепях машины, в целом определены и формально зафиксированы [3,4]. В то же время, широко применяемый в литературе для характеристики наибольших нагрузок в упругих связях при нестационарных процессах термин «коэффициент динамичности» ( $K_d$ ) имеет неоднозначную трактовку. Проблемы, возникающие в связи с этим, проанализированы в данной работе.

**Постановка проблемы.**

Изучение нормативной документации, публикаций посвященных исследованию динамики тяжелых машин и смежным вопросам, позволило выявить следующие основные проблемы, возникающие в связи с использованием данного термина. До настоящего времени отсутствует общепри-

нятое определение термина «коэффициент динамичности» применительно к нагрузкам в упругих связях машины, возникающих при нестационарных процессах. В нормативной документации [3,4], разработанной и принятой в конце 70–х – начале 80 –х годов термин этот определяется применительно к кинематическим параметрами гармонических вынужденных колебаний. В терминологическом пособии [3] дано определение  $K_d$  по перемещениям и ускорениям.  $K_d$  по перемещениям определяется как отношение соответствующей амплитуды при вынужденных колебаниях к статическому перемещению под действием силы, равной амплитуде силового гармонического возбуждения (подобным образом определяется  $K_d$  и в специализированном справочнике [5]) или к амплитуде кинематического гармонического возбуждения, вызывающих колебания.  $K_d$  по ускорениям трактуется как отношение амплитуды ускорения при вынужденных колебаниях к амплитуде ускорения кинематического гармонического возбуждения. В стандарте [4]  $K_d$ , именуемый также «коэффициентом динамического усиления», определяется как «отношение амплитуды перемещения при вынужденных колебаниях или вибрации к некоторому характерному для данного вида возбуждения постоянному перемещению». Такой подход к определению  $K_d$  базируется на сформировавшемся в 30–х годах XX – го века курсе теории колебаний (смотри, например, определения понятия «коэффициента динамичности» в классических работах [6,7]). Дополнительные сложности возникают также в связи с использованием нескольких вариантов наименования для  $K_d$  – «динамический коэффициент», «коэффициент динамического усиления», «коэффициент амплитуды», «коэффициент усиления», «коэффициент передачи амплитуд», «отношение амплитуд» [3–8]. Из приведенных данных видно, что при составлении нормативных документов [3,4] ставилась задача выработки стандартной терминологии, пригодной, в первую очередь, для описания колебательных процессов в вибрационных машинах. Понятно, что указанные стандартные определения для  $K_d$  не могут быть непосредственно использованы для характеристики наибольших нагрузок в упругих связях при нестационарных процессах (свободных колебаниях) в силовых цепях машин.

### **Изложение основных материалов исследования.**

Отсутствие стандартного определения коэффициента динамичности применительно к нагрузкам в упругих связях машин, многообразие задач, возникающих при исследовании динамики машин, различные подходы к их решению привели к тому, что в научно–технической литературе, посвященной динамике тяжелых машин, используется несколько близких по смыслу, но отличающихся базовой величиной определений  $K_d$ . Под коэффициентом динамичности применительно к нагрузкам в упругих связях машины понимают, в этом случае, отношение наибольшей амплитуды моментов или сил упругости в исследуемой связи к принятой за базу ве-

личине нагрузки, передаваемой связью. При этом обычно используется один из нижеописанных вариантов базовой нагрузки.

Первый вариант – в качестве базового значения для определения  $K_d$  принимается средняя нагрузка, передаваемая связью во время разгона привода, равная сумме статической внешней нагрузки, передаваемой этой связью и нагрузки, необходимой для разгона с заданным ускорением масс приводимой в движение системы. Такой подход используется при исследовании динамики электромеханических систем как специалистами в области динамики тяжелых машин, так и специалистами в области электропривода [9–11], а нередко и в прочностных расчетах узлов и деталей машины, выполняемых в ходе проектирования на машиностроительных предприятиях.

Второй вариант – в качестве базового значения для определения  $K_d$  принимается технологическая нагрузка, преодолеваемая машиной. Такой вариант базовой нагрузки используется, обычно, при описании результатов экспериментальных и аналитических исследований реальных машин, у которых технологическая нагрузка во время рабочего цикла остается приблизительно постоянной [1, 12, 13].

Третий вариант – в качестве базового значения для определения  $K_d$  принимается номинальный момент электродвигателя, используемого в приводе. Удобен при аналитических исследованиях на стадии сравнения различных вариантов проектируемой машины, выполненных с использованием электродвигателей, отличающихся номинальными оборотами и, соответственно, имеющих разные передаточные числа приводов [14, 15].

Каждый из указанных вариантов имеет недостатки, не позволяющие использовать его в качестве универсального критерия.

Первый вариант оценки продолжительности временем пуска привода, что не всегда возможно на стадии проектирования. При значительной инерционности рабочих органов машины, сопоставимой с инерционностью двигателя (случай в тяжелых машинах нередкий) возможен вариант получения величин  $K_d$ , маскирующих неудачную структуру механической системы машины. В этом случае превышение максимальных значений нагрузок в упругих связях по сравнению с потребными, для осуществления технологической операции, может достигать значительных величин, оставаясь не слишком бросающимся в глаза на фоне «приемлемых» значений  $K_d$ . В случае же пуска привода при незначительной внешней нагрузке (например, при пуске привода кислородного конвертера из вертикального положения корпуса при выбранных зазорах в передачах статическая нагрузка на привод не превышает 5 – 10 % наибольшей за цикл работы) возможно получение значительных величин  $K_d$ , не отражающих фактической опасности возникающих нагрузок.

Второй вариант наиболее полно вскрывает превышение динамических нагрузок над «полезными» статическими нагрузками для преодоления которых и создается машина. Однако принятая в нем базовая величина

для определения  $K_d$  создает определенные неудобства при исследовании машин с быстроизменяющейся нагрузкой или с нагрузкой, зависящей от положения рабочего звена машины. Особенно это проявляется при аналитическом исследовании с автоматизированным расчетом значений  $K_d$ .

Третий вариант может «маскировать» неудачную структуру машины в случае если двигатели, по каким либо соображениям, выбраны со значительным запасом мощности (в тяжелых машинах известны случаи двукратного резервирования мощности).

Таким образом, становится очевидным, что адекватная оценка изложенных в любой работе по динамике тяжелых машин сведений о величинах динамических нагрузок и степени их воздействия на машину требует четкого указания на то, какое значение нагрузок было принято авторами в качестве базового при определении полученных в работе коэффициентов динамичности исследовавшихся процессов. К сожалению, такие указания далеко не всегда присутствуют в публикациях (особенно в ограниченных по объему статьях и тезисах выступлений), что существенно снижает их научную ценность. В работах объемных, содержащих, как правило, информацию о результатах аналитических и экспериментальных исследований имеет место использование различных вариантов базовых значений для определения  $K_d$ , не всегда четко оговоренных в тексте, что приводит к определенным недоразумениям, особенно при изучении этих работ студентами и специалистами–производственниками, имеющими незначительный опыт исследования динамики подобных машин. Ситуация усложняется также тем, что в общепринятых методиках расчета широко применяемых узлов машин, с которыми знакомы специалисты и студенты также применяются коэффициенты тем или иным образом характеризующие динамические нагрузки, воздействующие на эти узлы. Так в расчетах подшипников качения используются, при достаточно точном определении нагрузок динамический коэффициент  $K_d$ , при ориентировочных расчетах используется коэффициент динамического нагружения  $f_d$  [16]. При прочностном расчете зубчатых передач используются коэффициенты  $K_a$ , учитывающий внешнюю динамическую нагрузку при расчете на усталость, и  $K_{as}$ , учитывающий внешнюю динамическую нагрузку при расчете на перегрузку [17]. В расчетах соединительных муфт используют коэффициент динамической нагрузки (коэффициент режима работы)  $k_{дин}$  [18]. Каждый из указанных коэффициентов имеет свою методику определения и диапазоны значений для различного оборудования, в том числе и для тяжелых машин горно–металлургической промышленности. При этом численные значения указанных коэффициентов для одного и того же оборудования могут существенно отличаться в разных источниках, что еще более усложняет задачу использования результатов исследований динамики в практике расчетов и проектирования тяжелых машин.

**Выводы.** В настоящее время не существует стандартного определения для широко применяемого в практике исследования динамики тяже-

лых машин термина «коэффициент динамичности» в отношении нагрузок, испытываемых упругими звеньями машин во время нестационарных процессов.

Установленные нормативными документами [3,4] значения этого термина не могут быть непосредственно использованы для характеристики динамических нагрузок, поскольку определены в указанных документах исключительно для кинематических параметров – перемещений и ускорений.

Использование нескольких вариантов базовых значений нагрузки, отнесенительно которой вычисляется коэффициент динамичности, в практике исследования тяжелых машин оправдано многообразием задач, решаемых при исследованиях и большим разнообразием вариантов нагружения тяжелых машин технологическими нагрузками.

Необходимо разработать и утвердить в установленном порядке стандартную процедуру определения коэффициента динамичности при проведении исследования динамики машин. В качестве базы для разработки такой методики могут быть использованы описанные в данной статье три варианта базовой нагрузки, однако это должно обязательно учитываться при представлении величин коэффициентов динамичности..

Перспективным направлением является, на наш взгляд, разработка единого подхода к использованию коэффициента динамичности нагрузок как при исследовании динамики машин так и при прочностных расчетах деталей и узлов. Решение этой сложной задачи позволит эффективнее применять результаты исследования динамики машин в практике конструирования и автоматизацию прочностных расчетов, увеличит степень их достоверности, что будет способствовать повышению надежности нового оборудования, разрабатываемого отечественными машиностроителями.

1. *Кожевников С.Н.* Динамика нестационарных процессов в машинах. – К.: Наукова думка, 1986. – 288 с.
2. *Большаков В.И.* Методика исследования динамики приводов металлургических машин // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2000. – № 3. – С. 72–78.
3. *Механические колебания.* Основные понятия. Терминология. Буквенные обозначения величин. – М.: Наука, 1987. – Вып. 106. – 24 с.
4. *ГОСТ 24346 – 80 (СТ СЭВ 1926 – 78)* Вибрация. Термины и определения.
5. *Вибрации в технике: Справочник.* В 6-ти т. / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1978. – Т.1./Под ред В.В. Болотина.– 352 с.
6. *Фрит Ю., Беккингем Ф.* Вибрация в технике.– М.,Л.: ГИЗ, 1931.–168 с.
7. *Тимошенко С.П.* Колебания в инженерном деле. – М.: Наука, 1967. – 444 с.
8. *Цзе Ф.С., Морзе И.Е., Хинкл Р.Т.* Механические колебания. – М.: Машиностроение, 1966. – 508 с.
9. *Машины и агрегаты металлургических заводов:* В 3 т. – М.: Металлургия, 1988. – Т.3: Машины и агрегаты для производства и отделки проката / /А.И. Целиков, П.И. Полухин, В.М. Гребеник и др. – 680 с.

10. *Динамика и прочность прокатного оборудования* /Ф.К. Иванченко, П.И. Полухин, М.А. Тылкин, В.П. Полухин – М.: Metallurgy, 1970.–487 с.
11. *Ключев В.И.* Ограничение динамических нагрузок электропривода. – М.: Энергия, 1971. – 320 с.
12. *Адамия Р.Ш., Лобода В.М.* Основы рационального проектирования металлургических машин. – М.: Metallurgy, 1984. – 128 с.
13. *Иванченко Ф.К., Красношапка В.А.* Динамика металлургических машин. – М.: Metallurgy, 1983. – 295 с.
14. *Большаков В.И., Буцукин В.В.* Динамические нагрузки разветвленной механической системы привода наклона конвертера // Защита металлургических машин от поломок: Межвуз. темат. сб. научн. трудов ПГТУ. – Мариуполь, 1997. – Вып.2. – С. 16–24.
15. *Большаков В.И., Буцукин В.В.* Исследование динамики привода наклона конвертера // Metallurg. и горноруд. пром–сть. – 2001. – №1. – С. 96–101.
16. *Перель Л.Я.* Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 543 с.
17. *ГОСТ 21354 – 87 (СТ СЭВ 5744–86)* Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность.
18. *Ряховский О.А., Иванов С.С.* Справочник по муфтам. – Л.: Политехника, 1991. – 384 с.

*Статья рекомендована к печати канд.техн.наук В.В.Веревым*