

С. Н. КОЖЕВНИКОВ

ДИНАМИКА
НЕСТАЦИОНАРНЫХ
ПРОЦЕССОВ
В
МАШИНАХ

АКАДЕМИЯ НАУК УКРАИНСКОЙ ССР
ИНСТИТУТ МЕХАНИКИ

С. Н. КОЖЕВНИКОВ

ДИНАМИКА
НЕСТАЦИОНАРНЫХ
ПРОЦЕССОВ
В
МАШИНАХ

КИЕВ НАУКОВА ДУМКА 1986

Динамика нестационарных процессов в машинах / Кожевников С. Н. — Киев : Наук. думка, 1986. — 288 с.

В монографии рассмотрены методы динамического расчета машин, приводимых к роторным дискретным и дискретно-континуальным системам. Основное внимание уделено исследованию математических моделей динамических систем, образованных рядными, разветвленными с простым и дифференциальным узлами и замкнутыми цепями звеньев. Приведены методы упрощения динамических моделей и простейшие линейные и нелинейные модули, позволяющие составить математическую модель машины по структурной схеме. Рассмотрено формирование нагрузки в прокатных станах при захвате заготовки, проанализированы системы, в которых возбуждаются фрикционные колебания. Сформулированы требования к экспериментальным исследованиям металлургических машин.

Для научных и инженерно-технических работников, специализирующихся в области машиностроения, а также преподавателей и студентов вузов.

Ил. 110. Табл. 1. Библиогр.: с. 279—286 (172 назв.).

Ответственный редактор *А. Н. Боголюбов*

Рецензенты *М. Э. Гарф, М. И. Хрисанов*

Редакция физико-математической литературы

К $\frac{2105900000-323}{14221(04)-86}$ 380-86

© Издательство «Наукова думка», 1986

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	6
Введение	7
Г л а в а 1. Обзор работ по динамике механизмов с упругими звеньями	14
Г л а в а 2. Методы построения механических моделей	20
§ 2.1. Типы роторных и приводимых к ним механизмов	20
§ 2.2. Основания для построения моделей	27
§ 2.3. Приведение масс	28
§ 2.4. Приведение масс с учетом трения на элементах кинематических пар	33
§ 2.5. Приведение массы жидкости	35
§ 2.6. Приведение сил и моментов сил	37
§ 2.7. Приведение жесткостей	38
§ 2.8. Определение приведенной длины и податливости упругого вала	43
Г л а в а 3. Силы, действующие в машинах	46
§ 3.1. Классификация сил	46
§ 3.2. Нагрузки на выходных звеньях приводных линий валковых систем	47
3.2.1. Формирование момента сопротивления на валках обжимных станов	49
3.2.2. Формирование момента сопротивления на валках заготовочных, сортовых и листовых станов	53
3.2.3. Периодические и импульсные нагрузки в металлургических машинах	55
3.2.4. Ударные нагрузки в механизмах прокатного оборудования	60
§ 3.3. Диссипативные сопротивления	62
§ 3.4. Приводные двигатели	65
3.4.1. Электродвигатели постоянного тока независимого возбуждения	66
3.4.2. Асинхронный двигатель трехфазного тока с короткозамкнутым ротором	67
3.4.3. Синхронный двигатель	68
§ 3.5. Основания для динамического расчета тяжелых машин	69
Г л а в а 4. Уравнения динамики роторных систем	72
§ 4.1. Уравнения динамики машин с рядной системой масс	72
§ 4.2. Характеристическое уравнение рядной системы без затухания	77
§ 4.3. Характеристическое уравнение однородной рядной системы	83
§ 4.4. Методы определения собственных чисел (круговых частот) неоднородных линейных систем	85
4.4.1. Метод М. Толле	86
4.4.2. Метод Г. Г. Баранова	87
4.4.3. Метод Р. Граммеля определения частот свободных колебаний	89
4.4.4. Метод динамической жесткости	93
4.4.5. Метод В. П. Терских (цепных дробей)	96

Глава 5. Общее решение системы однородных дифференциальных уравнений для моментов сил упругости рядной роторной системы . . .	98
§ 5.1. Стационарное упругое состояние вала	98
§ 5.2. Общее решение системы однородных дифференциальных уравнений	100
§ 5.3. Применение общего решения системы однородных уравнений для определения напряжений в упругой связи	117
5.3.1. Поднятие груза	117
5.3.2. Передвижные упоры блюмингов и слябингов	121
§ 5.4. Частное решение дифференциальных уравнений в случае моментов внешних сил, являющихся функцией времени	124
§ 5.5. Определение динамического воздействия на систему момента, линейно изменяющегося во времени	130
Глава 6. Динамика рядной системы, приводимой двигателем, момент которого является функцией скорости	139
§ 6.1. Дифференциальные уравнения напряженного состояния упругих связей. Характеристическое уравнение	139
§ 6.2. Решение неоднородных дифференциальных уравнений для линии передачи, приводимой двигателем с $M = f(\omega)$	142
§ 6.3. Динамика роторной системы, приводимой электродвигателем, при нагрузке на выходном звене $M = f(\varphi_n)$	150
Глава 7. Динамика разветвленных и замкнутых роторных систем . . .	158
§ 7.1. Общие замечания	158
§ 7.2. Типы разветвленных и замкнутых роторных систем	159
§ 7.3. Дифференциальные уравнения напряженного состояния элементов разветвленных механических цепей	163
§ 7.4. Разветвленные цепи с дифференциальным узлом	176
7.4.1. Разветвленные цепи поступательно движущихся масс с дифференциальным узлом	176
7.4.2. Разветвленные роторные цепи с дифференциальным узлом	179
§ 7.5. Характеристические уравнения контурных роторных систем с избыточными связями	181
§ 7.6. Дифференциальные уравнения напряженного состояния упругих звеньев замкнутых механических цепей	187
Глава 8. Динамика дискретно-континуальных роторных систем . . .	192
§ 8.1. Общие замечания	192
§ 8.2. Уравнение движения вала с распределенной массой	192
§ 8.3. Частотный анализ весоного вала с массами на концах	195
§ 8.4. Определение частот собственных колебаний многомассовой роторной системы с учетом массы вала	199
§ 8.5. Метод Прагера	201
§ 8.6. Роторная система с безмассовой жесткостью	209
Глава 9. Упрощение роторных систем при понижении дискретного спектра частот	211
§ 9.1. Обоснования для построения упрощенной механической модели роторной системы	211
§ 9.2. Методы упрощения механических моделей роторных систем	216
§ 9.3. Упрощение рядной и разветвленной роторных систем	220
Глава 10. Динамика нелинейных роторных систем	226
§ 10.1. Общие замечания	226
§ 10.2. Системы с разрывающейся упругой связью	229
§ 10.3. Упругие системы с распадающейся массой	235

Глава 11. Математические модели модулей роторных систем	240
§ 11.1. Математические модели линейных модулей роторных цепных систем	240
§ 11.2. Математические модели нелинейных модулей приведенных роторных систем	245
Глава 12. Динамика связанных роторной и поступательной систем с упругими звеньями	248
§ 12.1. Общие замечания	248
§ 12.2. Формирование нагрузки на валки во время фазы захвата	248
§ 12.3. Уравнения динамики связанных роторной и поступательно колеблющейся систем масс	252
Глава 13. Динамика систем с ограниченной фрикционной связью . .	255
§ 13.1. Механизмы и агрегаты металлургической промышленности, в которых возникают фрикционные колебания	255
§ 13.2. Фрикционные колебания в нагревательных печах	256
§ 13.3. Динамические нагрузки в замкнутых роторных системах	267
Глава 14. Экспериментальные исследования тяжелых машин	274
§ 14.1 Задачи экспериментального исследования	274
§ 14.2. Изменяемые параметры и требования к аппаратуре	275
Список литературы	279

Настоящая монография представляет собой второе, существенно переработанное и дополненное издание опубликованной в 1961 г. книги [1], посвященной динамическим расчетам машин с учетом упругости звеньев.

За время, прошедшее с момента выхода в свет первой книги, появилось значительное число работ, в которых приводятся имеющие общий характер динамические исследования конкретных машин различного технологического назначения. Резкий рост публикаций, посвященных различным аспектам динамики машин, в том числе и динамическому синтезу, вызван повышением требований к качеству машин, их надежности и производительности. Эти требования предъявляются в настоящее время ко всем машинам, поэтому очень важно, чтобы методы анализа и синтеза механизмов машин, особенно работающих в тяжелых динамических условиях, позволяли решать соответствующие задачи, связанные с выбором оптимальных параметров машин.

За последние годы с целью усовершенствования методов динамического расчета машин выполнено большое число исследований. Критерием совершенства методов, очевидно, должно быть близкое совпадение течения процессов в расчетной динамической модели и реальном объекте. В связи с этим в монографии, во-первых, большое внимание уделяется корректному построению динамических моделей машин с учетом ряда ранее не рассматривавшихся факторов и, во-вторых, с целью упрощения расчетов, т. е. построения математической модели, делается попытка представить динамическую модель машины как сочетание типовых модулей, линейных и нелинейных, для которых составляется стандартная программа расчета на ЭВМ.

Автор выражает надежду, что настоящая книга окажется полезной конструкторам, проектирующим новые машины, а также преподавателям и аспирантам, проходящим подготовку по специальности теория механизмов и динамика машин.

В настоящее время вопросы динамики тяжелых машин приобретают первостепенное значение в связи с тем, что в промышленности существуют естественные тенденции повышения производительности рабочих машин в результате увеличения нагрузок и усиления темпов работы. Еще более важным этот вопрос становится благодаря развитию автоматического способа производства, что объясняется увеличением требований не только к прочности звеньев оборудования, но и к точности воспроизведения перемещений рабочих органов машин. Не всякая машина может быть переведена на автоматическое управление. Практика показывает, что перевод машин, разработанных для ручного управления, на автоматическое, не всегда оправдывается, так как либо вовсе не дает экономического эффекта, либо дает отрицательный эффект. Это наблюдается в тех случаях, когда исполнительные механизмы не удовлетворяют требованиям точности и однозначности перемещений. Затруднения, с которыми сталкиваются конструкторы, например, при автоматизации управления механизмами манипуляторов и кантователей блюмингов, обусловлены именно этими причинами. Неудовлетворительная работа подъемно-качающихся столов жестекатальных станов с автоматическим управлением может быть объяснена возникновением колебательных процессов во время торможения стола при подходе к заданным крайним положениям.

Характер динамических нагрузок в исполнительных механизмах рабочих машин во многом зависит от принятой технологической схемы, от характера операций, которые должны быть воспроизведены в процессе обработки, и, наконец, от типа исполнительного механизма и его привода. Действительно, если технологический процесс прерывистый, как, например, в блюмингах, слябингах, рельсо-балочных и трубозаготовочных станах, в уширительных станах холодной прокатки, ножницах, прессах и других машинах металлургического производства, то каждый раз при очередном захвате заготовки и выходе ее из валков в главной линии и механизме нажатия валков возбуждаются динамические процессы. При реверсивном движении заготовки возникает необходимость вводить либо механизмы реверсирования главной линии и механизмы для передачи заготовки из калибра в калибр и ее кантовки, либо, при сохранении направления движения и скорости валков неизменными, дополни-

тельные механизмы подъемно-качающихся столов, совершающих реверсивное движение. Кроме того, динамические процессы возбуждаются в механизмах вследствие прерывности нагрузок и реверсивности движения. В результате напряжения, характеризуемые коэффициентом динамичности, могут быть значительно больше тех, которые обычно принимают при расчете. Естественно, что при проектировании машин, работающих при больших нагрузках и высоких скоростях, следует избегать причин, возбуждающих динамические процессы, т. е. включения в машины исполнительных механизмов с реверсивным движением звеньев или механизмов, требующих реверсирования привода.

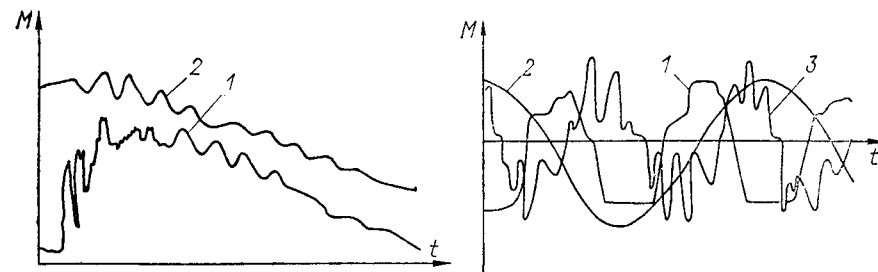
В прокатном производстве указанные требования удовлетворяются в основных механизмах непрерывных станов. Всякого рода возмущения здесь возникают только вследствие неоднородности заготовки (если, конечно, прокатывается полоса постоянного сечения), т. е. носят вторичный характер. Однако условия работы вспомогательного оборудования, например летучих ножниц и пил, моталок, стрелок и других механизмов, таковы, что неизбежно возникает необходимость осуществить реверсивное движение либо отдельных звеньев механизмов, либо механизмов в целом. В прокатных полунепрерывных станах динамические процессы могут в значительной мере осложняться, если интервал времени между выходом очередной заготовки и задачей новой невелик. В результате появляющиеся напряжения при неблагоприятном сочетании налагающихся процессов, возбужденных при выходе и входе следующих друг за другом заготовок, могут, как это показывает практика, во много раз превысить расчетные. Такого рода процессы могут появиться в жестекатальных, дрессировочных, уширительных и других станах.

Аналогичные условия работы исполнительных механизмов могут быть созданы в строительных машинах и в машинах для открытых горных разработок (шагающих экскаваторах, кузнечно-высадочных машинах, строгальных станках и др.).

К механизмам металлургических и горных машин, работающих в сложных технологических линиях, предъявляются особые требования. Они должны быть просты и надежны в работе, допускать легкую регулировку и быструю замену деталей или блоков при ремонтах. Кроме того, механизмы некоторых металлургических машин должны удовлетворять условиям точности воспроизведения заданных перемещений. Такие требования вполне естественны, так как остановка какой-нибудь одной машины влечет за собой либо остановку всей линии в целом, либо нарушение нормального потока заготовок. И в том и в другом случае это связано со значительными материальными потерями вследствие прекращения выдачи готовой продукции.

Полная ясность в процессах, сопровождающих работу механизмов, находящихся в тяжелых динамических условиях, позволяет конструктору выбрать правильное решение, обеспечивающее нормальную работу машины.

Особенно большое значение динамика механизмов приобретает при расчете и проектировании тяжелого металлургического и гор-



1.1. Осциллограмма момента сил упругости шпинделя (1) и силы тока двигателя (2) пилигримового трубопрокатного стана.

1.2. Осциллограмма изменения давления на валки (1), скорости перемещения клетки (2) и усилия (3), действующего вдоль шатуна кривошипно-ползунного механизма перемещения клетки стана холодной прокатки труб.

ного оборудования, а также тяжелых строительных машин, возможность постройки опытных образцов которых в большинстве случаев исключена. В то же время машины должны удовлетворять не только условиям прочности при заданной производительности, но и требованиям рационального расходования металла на их изготовление.

Реальные основания в расчеты по предельным напряжениям будут заложены только в том случае, если представится возможным определять действительные нагрузки, воспринимаемые звеньями механизмов в пределах полного цикла работы машины. При установившемся режиме работы машины и стационарных силах расчет действительных нагрузок с помощью методов кинестатического анализа не представляет затруднений. Совершенно иначе обстоит дело с определением нагрузок при неустановившихся или переходных режимах, которые являются во многих случаях нормальными режимами работы большинства тяжелых машин. Естественно, что здесь методы расчета, принятые для установившегося движения, не могут найти применения.

Более детальный анализ работы тяжелых машин и наблюдение за ними в процессе эксплуатации подтверждают высказанные выше соображения о том, что сейчас взгляд на машину как систему твердых тел, образующих кинематические цепи, следует считать устаревшим. В действительности механизмы имеют более чем одну степень свободы вследствие наличия в них упругих звеньев. Поэтому закон движения звеньев и нагрузки, передаваемые ими, нельзя определять без учета относительных перемещений, вызванных деформацией звеньев.

Рассмотрение механизмов как систем упругих звеньев невозможно обойти при разработке систем автоматического управления, в частности реализующей непрерывный технологический процесс системы машин, в которых необходимо осуществлять регулирование натяжения или петли гибкой технологической полосы (листа, проволоки и других видов проката).

Эффект в форме нестационарного колебательного процесса может налагаться на основной процесс движения механизма как системы твердых тел. Так, на приведенной на рис. 1.1 осциллограмме можно обнаружить наложение колебательной нагрузки на основную, определяемую калибровкой валков [2]. Динамический эффект в станах этого типа может быть значительно усилен, если в момент захвата заготовки последняя вследствие неудовлетворительной работы подающего аппарата будет ударяться о валки [3].

Осциллограмма, представленная на рис. 1.2, показывает изменение усилия, действующего вдоль шатуна кривошипно-ползунного механизма перемещения клетки стана периодической холодной прокатки труб типа ХПТ [4]. Изменение нагрузки здесь определяется, как и в предыдущем случае, калибровкой валков. Колебательный процесс и как следствие — перегрузки зависят от упругости звеньев механизма и наличия зазоров в подвижных соединениях. Характерным для этого механизма является то, что закон изменения усилия, действующего вдоль шатуна кривошипно-ползунного механизма перемещения клетки, не согласуется с законом изменения технологической нагрузки. Отсюда следует, что если в основу расчета положить технологическую нагрузку, то результат расчета не будет соответствовать действительности.

Аналогичные явления были обнаружены при исследовании скиповых подъемников доменных печей [5], подъемно-качающихся столов жестекатальных станов [6], уширительных станов [7], механизмов шагающих экскаваторов [8] и т. д.

Большое значение упомянутые вопросы приобретают при проектировании новых машин, когда необходимо составить суждение о характере работы отдельных звеньев машины до ее постройки, установить в процессе проектирования наиболее слабые звенья и усилить их, определить место установки предохранительных устройств, обеспечивающих сохранность машины при аварийных нагрузках, и пр.

Такая работа должна оказать большую помощь также конструкторам, модернизирующим действующее оборудование, при установлении узлов, прочность которых недостаточна в новых условиях работы.

Сложность расчета механизмов с упругими звеньями обычными методами численного анализа делает его, на первый взгляд, непригодным для практического применения. Однако, используя аналоговые электронные установки для выяснения характера динамического процесса и ЭЦВМ для точных расчетов, исследовать работу машины в различных режимах можно достаточно быстро.

Рассматриваемый в монографии метод динамического расчета машин с учетом упругости звеньев является достаточно общим и, несмотря на то что отдельные положения иллюстрируются примерами механизмов металлургических машин, в частности прокатных, его можно распространить и для расчета других типов машин: горных, строительных, кранового оборудования, станков, прессов и т. д., если они могут быть сведены к аналогичной приведенной системе масс с упругими связями между ними. Здесь необходимо иметь в виду

следующее. Расчетная схема, описываемая ниже системой дифференциальных уравнений, составлена при известной идеализации реальных физических систем, т. е. машин с упругими звеньями. Например, в механической модели, которой предлагается заменить реальную машину, предполагается, что масса лишена упругости, а упругая связь не имеет массы. В реальной же машине, как известно, это не так. Кроме того, при составлении расчетной схемы часто предполагается, что в системе отсутствуют сопротивления, пропорциональные скорости деформации, которые определяют декремент затухания свободных колебаний. Эти сопротивления, несомненно, оказывают влияние на поведение исследуемой машины во время переходного или неустановившегося режима ее работы. Однако если ставится задача получения в результате расчета значений наибольших нагрузок, возникающих в звеньях механизма в указанные фазы работы машины, то пренебрежение внутренним трением материала деталей вполне допустимо. Если переходный процесс повторяется часто и возникающие колебания системы не успевают затухнуть к началу нового возмущения, то, очевидно, пренебрегать затуханием нельзя, потому что в этом случае расхождения между результатами, полученными для расчетной и реальной систем, будут большими.

При анализе динамических процессов в машинах с параметрическими степенями свободы следует различать причины, следствием которых является возбуждение колебательных процессов. Последние могут происходить с частотами собственных колебаний, значения которых определяются дискретными и распределенными параметрами, и вынужденных колебаний с частотой возмущений периодической силы. При переходных процессах, длящихся ограниченное время, возмущенное движение системы складывается из движения, обусловленного квазистатическим действием возмущающей силы, и колебательных движений с частотами собственных колебаний системы, возбужденных начальными значениями производных по времени возмущающей силы.

В соответствии с этим следует выделить те задачи динамики, для решения которых необходимо знать начальное состояние исследуемой системы, т. е. начальные значения моментов сил упругости связей и их производных, и дискретный спектр частот собственных колебаний системы. К таким задачам относятся:

1. Определение законов изменения моментов сил упругости связей при мгновенном приложении или снятии нагрузки к какой-либо из масс системы. Здесь следует иметь в виду, что мгновенно приложить силу или момент можно только к массе, но не к безынерционной упругой связи. Если предположить, что сила P к концу упругой связи прикладывается мгновенно, то это означает, что сила P мгновенно переместит конец упругой связи с жесткостью c на расстояние $S = P/c$, т. е. совершит работу PS , в то время как в упругой связи накапливается потенциальная энергия $PS/2$. Это свидетельствует о том, что закон изменения силы P , прикладываемой к концу упругой связи, определяется законом изменения реакции упругой связи, т. е. ее деформацией.

2. Определение законов изменения моментов сил упругости связей в системах переменной структуры, которые могут при известных условиях распадаться на автономные (автономные подсистемы могут воссоединяться в исходную систему). К таким системам должны быть отнесены системы с зазорами, в которых возможно распадение массы или связи; системы с гибкими связями (канаты, тросы, ленты), которые могут работать только на растяжение; системы с фрикционными связями; наконец системы со связью, разрушающейся в результате перегрузки. Распадение системы возможно в процессе реверсирования, после снятия нагрузки на выходном звене, рассогласования движений (в двухдвигательной системе) и т. д.

3. Определение напряженного состояния системы в случае отделения или присоединения к ней дискретной массы, что имеет место в упорах ножниц для порезки блюмсов и слябов, транспортерах блюмсов и слябов и в других механизмах.

4. Исследование напряженного состояния роторной системы при работе ее на мертвый упор, или, иначе, при приложении стопорной нагрузки, позволяющее определить место установки надежной механической защиты системы от разрушения.

Как видим, круг конкретных задач, которые могут быть решены в результате исследования свободных колебаний, возмущенных определенным образом сформированными начальными условиями, достаточно широк. Четкое представление о поведении системы в каждом конкретном случае возмущения даст возможность конструктору искать наилучшее соотношение между параметрами системы, при которых может быть обеспечена надежная работа машины в процессе ее эксплуатации.

Из-за недостаточной надежности многих машин промышленность терпит большой материальный ущерб, поэтому проблема надежности в настоящее время особенно актуальна. Для расчетов на усталость отдельных деталей и узлов машин требуется знать статистическую характеристику их нагружения. Для ряда машин, например автомобильных двигателей, статистическую характеристику можно получить экспериментально. Однако для таких машин, как роторные экскаваторы, блюминги, слябинги, экспериментальные исследования для получения статистических характеристик практически исключены. Существует другой путь получения необходимой характеристики. Если есть возможность составить корректную математическую модель машины при всесторонней оценке упрощений, принимаемых при определении ее параметров, и результат моделирования хорошо совпадает с контрольным экспериментом, также поставленным корректно, то статистическую характеристику проектируемой или модернизируемой машины можно получить расчетом на ЭЦВМ, варьируя режимы нагружения. Более того, на ЭЦВМ можно при указанных условиях получить данные и для аварийных ситуаций.

Следует отметить еще одно обстоятельство. Как показал анализ ряда механизмов металлургических, горных и сельскохозяйственных машин, при проектировании подвижных соединений конструктор часто вносит избыточные связи. В результате в процессе работы

машины на элементах кинематических пар появляются реакции, не связанные с технологическими нагрузками. Эти не учитываемые обычно нагрузки не появляются, если механизмы удовлетворяют условиям адаптации к ошибкам изготовления и монтажа и к деформациям корпусных деталей. Поэтому, прежде чем выполнять динамический анализ механизма, необходимо устранить в нем структурные дефекты [9], сделав механизмы машины статически определимыми.

При составлении расчетной динамической модели будем полагать, что механизм, как правило, не имеет лишних структурных связей, т. е. с точки зрения структуры построен как система, приспособляющаяся к неточностям изготовления и монтажа [9], а для транспортирующих машин (кранов, слитковозов и др.) — к неровностям пути. Однако с целью реализации специально созданного технологического процесса или придания механизму повышенной жесткости на практике используются и статически неопределимые системы. Механизмы с избыточными связями должны быть изготовлены с повышенными точностью и жесткостью корпусных деталей.