ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ЦЕНТРАЛЬНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ИНСТИТУТ СТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ
им. В.А. КУЧЕРЕНКО

РЕКОМЕНДАЦИИ
ПО ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОМУ ОПРЕДЕЛЕНИЮ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МАШИН ПРЕДПРИЯТИЯМИ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Утверждены директором ЦНИИСК им. В.А. Кучеренко 2 марта 1972 г.

МОСКВА - 1972

gost.e-ecolog.ru

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящие рекомендации состоят из шести разделов и шести приложений. В первом разделе перечисляются характеристики, определяемые заводами-изготовителями машин, необходимые для проектирования и динамического расчета несущих конструкций зданий и для проектирования и расчета виброизоляции машин. В следующих четырех разделах приводятся способы экспериментального определения характеристик: динамических нагрузок, положения центра тяжести машины, моментов инерции относительно центральных осей и скорости убывания числа оборотов главного вала машины при остановке. В шестом разделе приводятся способы уменьшения динамических нагрузок. В приложениях даются практические рекомендации по определению характеристик машин и сведения по аппаратуре для их определения.

Рекомендации выпускаются для заводов-изготовителей, которые определяют характеристики машин, необходимые для динамического расчета строительных конструкций.

Более точный учет динамических нагрузок на перекрытия и полы промышленных зданий позволит проектировать экономичные строительные конструкции с учетом требований их прочности, безопасности пребывания людей и технологических требований.

Рекомендации разработаны в Центральном научно-исследовательском институте строительных конструкций им. В.А.Кучеренко канд.техн.наук В.И.Сысоевым. Общая редакция выполнена руководителем лаборатории динамики ЦНИИСК им.Кучеренко докт. техн.наук проф. Б.Г.Кореневым.

Рекомендации рассмотрены и одобрены институтами НИИхиммаш, ВНИИхолодмаш, ВНИИГидромаш, Институтом горного дела им. А.А.Скочинского, институтами Гипростройматериалы и Гипромашобогащение.

1. ХАРАКТЕРИСТИКИ МАШИН, НЕОБХОДИМЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА СТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ И ВИБРОИЗОЛЯЦИИ

1.1. В состав характеристик, необходимых для динамического расчета несущих машину строительных конструкций и виброизоляции, входят:

1) направление и характер приложения к конструкции динамических нагрузок (сосредоточенные силы, моменты, распределенные нагрузки);

2) закон изменения нагрузки во времени: для гармонической нагрузки – период и амплитуда, для периодической нагрузки – период и закон изменения нагрузки за период (или периоды, амплитуды и фазы составляющих гармоник); для однократной ударной или импульсивной нагрузки – закон изменения во времени; для периодических ударов и импульсов – период и закон изменения нагрузки за период;

3) скорость убывания числа оборотов машины при остановке;

4) положение центра тяжести машины;

5) моменты инерции машины относительно центральных осей.

Характеристики 1–3 необходимы для проектирования несущих строительных конструкций и 1–5–для проектирования виброизоляции машин. Если машина имеет заводскую виброизоляцию, то характеристики 4 и 5 не обязательны. В этом случае должны быть указаны или данные по виброизоляции (схема размещения виброизоляторов, жесткость виброизоляторов, коэффициент виброизоляции), или величины динамических сил и моментов, передающихся на поддерживающую конструкцию.

1.2. Динамические нагрузки машин с номинально уравновешенными, а фактически неуравновешенными движущимися частями (центрифуги, сепараторы, молотковые дробилки, мельницы, металлорежущие станки с главным вращательным движением, деревообрабатывающие станки, центробежные насосы , многоцилиндровые компрессоры, многоцилиндровые двигатели внутреннего сгорания, вентиляторы, турбовоздуходувки, редукторы, ротационные типографические машины и т.п.) определяются эксперимен-

тально. Динамические нагрузки машин с конструктивно неуравновешенными движущимися частями (машины с неуравновешенными кривошипно-шатунными и кривошипно-кулисными механизмами, грохоты, щековые и гирационные дробилки, вибрационные центрифуги, беспоршневые сита-дочные машины и т.п.) определяются по правилам теории машин и механизмов. Скорость убывания числа оборотов при остановке, положение центра тяжести и моменты инерции машины определяются экспериментально.

Примечание. При определении динамических нагрузок от машин с конструктивно неуравновешенными движущимися частями и при определении положения центра тяжести и моментов инерции машин любого типа могут быть использованы указания "Инструкции по определению динамических нагрузок от машин, устанавливаемых на перекрытиях промышленных зданий", Стройиздат, 1966.

1.3. Динамические нагрузки определяются в точках опирания машины при рабочих и при пуско-остановочных режимах работы[1]. Динамические нагрузки от машины можно также считать полностью определенными, если известны законы изменения во времени, направления и точка приложения их главного вектора и главного момента.

1.4. Для проверки строительных конструкций на прочность при совместном действии статических и динамических нагрузок и для определения величин динамических перемещений, скоростей и ускорений с тем, чтобы установить, являются ли они вредными с точки зрения воздействия на людей, а также допустимы ли они для нормального хода технологического процесса, работы измерительных приборов и т.д., различаются нормативные и расчетные динамические нагрузки, развиваемые машинами.

Нормативная динамическая нагрузка развивается машиной в ее нормальном состоянии, отвечающем техническим требованиям по изготовлению и эксплуатации машин. Расчетная динамическая нагрузка определяется как произ-

---

[1] В электрических машинах определяются также динамические нагрузки при включении тока и коротких замыканиях.

ведение нормативной динамической нагрузки на так называемый коэффициент перегрузки K_g, учитывающий отклонения от принятых средних значений действительных весов и размеров движущихся частей, эксцентрицитетов и рабочего числа оборотов машин.

Машиностроительные заводы определяют нормативные динамические нагрузки.

1.5. Перечисленные в п.1.1 характеристики должны определяться машиностроительными заводами каждый раз при выпуске уникальных и особо точных машин. При массовом выпуске машин одной и той же марки производят испытания такого количества машин, которое достаточно для получения необходимого статистического материала, после чего отдельные экземпляры машин данной марки испытываются лишь периодически для контроля стабильности отдельных характеристик. Характеристики должны помещаться в паспорте машины установленной формы[1], а при массовом выпуске машин данной марки после выпуска первой большой партии осредненные характеристики должны помещаться также в каталоге выпускаемых заводом машин. При изменении технологии изготовления данной машины или отдельных главных ее узлов, участвующих в главном движении частей, а также при модернизации машины величины осредненных характеристик, помещаемые в измененные каталоги, должны корректироваться.

1.6. Если амплитуды динамических нагрузок машины не превышают 10 кг или кгм, то в паспорте данной машины в разделе о динамических нагрузках следует указать, что величина амплитуды динамической силы "не более 10 кг" или величина амплитуды динамического момента" не более 10 кгм".

---

1) Форма паспорта устанавливается соответствующими Министерствами по машиностроению и согласовывается с Госстроем СССР.

2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

2.1. Задача определения динамических нагрузок сводится к нахождению силы, вызывающей заданное движение определенной массы. Если заданы кинематические уравнения, например, в прямоугольной системе координат

$$x = x(t), \quad y = y(t), \quad z = z(t) \qquad (1)$$

и масса M, то сила, вызывающая это движение, будет иметь проекции

$$R_x = M\ddot{x}, \quad R_y = M\ddot{y}, \quad R_z = M\ddot{z}.$$

2.2. Для экспериментального определения периодических динамических нагрузок применяется, например, метод упругих опор. Этот метод применяется также для практически важного случая многократных непериодических динамических нагрузок, именно для нагрузок с переменными амплитудой и частотой, возникающими, например, в период пуска и остановки виброизолированной машины. Метод состоит в том, что машина своими опорами устанавливается на упругие опоры, по жесткости и амплитуде вынужденных колебаний которых определяются действующие динамические нагрузки. В п.1 приложения 1 даны рекомендации по использованию метода упругих опор.

2.3. Для определения многократных непериодических и однократных импульсивных динамических нагрузок рекомендуется метод жестких силоизмерителей. Машина своими опорами устанавливается на силоизмерители, представляющие собой элементы, снабженные тензометрическими датчиками. Динамические нагрузки определяются по жесткости и деформациям силоизмерительных элементов. В п.2 приложения 1 в качестве примера приводятся рекомендации по использованию метода жестких силоизмерителей.

2.4. Для определения многократных динамических нагрузок от машин, нормально закрепленных к несущим строительным конструкциям, может быть применен метод перестановки пробного груза. Метод может быть рекомендо-

ван заводам-изготовителям машин в том случае, когда затруднительно организовать на стенде эксплуатационные условия для испытываемой машины (отдельные типы грохотов, центрифуг, насосов и т.д.). Метод основан на динамической тарировке строительных конструкций, несущих машины. Описание данного метода приведено в п.3 приложения 1.

2.5. Определение динамических нагрузок от машин, имеющих в качестве главной движущейся части ротор, периодически проходящий балансировку (в которых технологический процесс не оказывает существенного влияния на неуравновешенность, например, в вентиляторах), допускается производить по допускаемой фактической неуравновешенности с учетом точности балансировочного станка. При этом различаются два случая:

а) при статической балансировке ротора необходимо учитывать силу и момент, при определении момента плеча пары сил следует принимать равным ширине ротора, а силы, образующие пару, равными динамической силе, действовавшей в роторе до введения балансировочных грузов;

б) при динамической балансировке ротора допускается учитывать только динамическую силу.

Динамическая сила в обоих случаях определяется по допускаемой фактической неуравновешенности с учетом точности балансировочного станка.

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТИ УБЫВАНИЯ ЧИСЛА ОБОРОТОВ ГЛАВНОГО ВАЛА МАШИНЫ ПРИ ОСТАНОВКЕ

3.1. Скорость убывания числа оборотов главного вала машины при остановке определяется для того, чтобы при проектировании виброизоляции предусмотреть применение таких виброизоляторов, которые обладали бы достаточным затуханием в целях уменьшения колебаний изолируемой установки при пусках и остановках машин во время прохождения через резонанс, и для того, чтобы производить расчет строительных конструкций на прочность и выносливость под действием периодически действующих машин, расположенных на этих конструкциях.

3.2. Типичными графиками нарастания и убывания и скорости нарастания и убывания числа оборотов главного вала при пуске и остановке машины являются графики, представленные на рис.1. Для всех машин продолжительность пуска меньше продолжительности останов-ки. Исключение составляет случай, когда машина оборудована устройствами, обеспечивающими ускоренную остановку машины, при которых скорость убывания меньше или равна скорости нарастания числа [illegible] оборотов. В этом случае расчет виброизоляции ведется на случай отказа в работе указанных устройств, а расчет строительных конструкций – на случай ускоренной остановки машины. В результате требуется знание только скоростей убывания числа оборотов главного вала машины во время остановки при включенных и при выключенных тормозных устройствах.

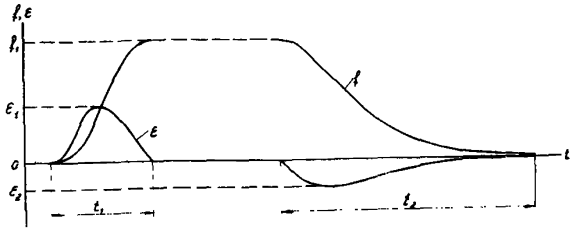

Рис.1. Типичные графики нарастания и убывания числа оборотов главного вала машины (f) и скорости нарастания и убывания числа оборотов главного вала машины (ε) при пуске и остановке; f_1 – рабочее число оборотов главного вала, ε_1 и ε_2 – наибольшая и наименьшая скорости нарастания и убывания числа оборотов главного вала; t_1 – продолжительность пуска; t_2 – продолжительность остановки

3.3. Определение скорости убывания числа оборотов главного вала машины при остановке может производиться способом непосредственного замера скорости вращения вала через определенные промежутки времени. В приложении П даны практические рекомендации по определению скорости убывания числа оборотов главного вала по частоте вынужденных колебаний машины, установленной на упругие опоры.

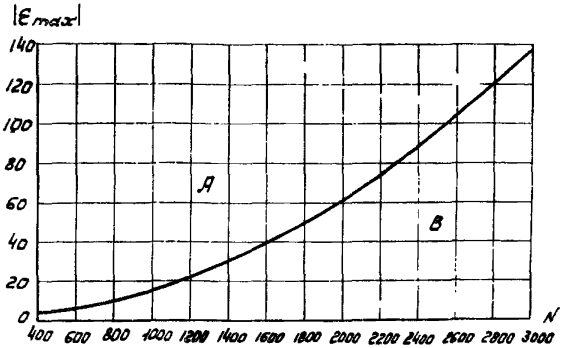

Рис.2. График для определения наименьшего значения максимальной скорости убывания числа оборотов машины, при котором определение скорости убывания в зависимости от времени не обязательно (область А) и обязательно (область В)

3.4. Если заранее известно, что максимальная скорость убывания числа оборотов главного вала машины ε_{max} при данном числе оборотов N главного вала машины лежит в области А (график рис.2), то определение скорости убывания в зависимости от времени не обязательно, поскольку в таком случае при нормально запроектированной виброизоляции требуемая величина коэффициента неупругого сопротивления γ_B, характеризующего демпфирующие свойства (затухание) в виброизоляторах, будет $\gamma \leq 0{,}03$, а такая величина γ_B обеспечивается при применении виброизоляторов из одних стальных пружин. В этом случае в паспорте машины рекомендуется указывать лишь значение ε_{max}.

4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ

4.1. Экспериментальное определение центра тяжести (центра массы) сводится к подвешиванию машины за различные точки; пластинка или нить, на которых висит машина, каждый раз определяют плоскость или линию, проходящую через центр тяжести. Та же цель достигается взвешиванием машины или измерением частоты собственных вращательных колебаний машины на упругих опорах относительно неподвижной оси.

4.2. Определение положения центра тяжести подвешиванием за различные точки производится на стендах, состоящих из платформы с подвесками, снабженных дополнительными устройствами для перемещения платформы относительно оси качания и для измерения положения платформы в пространстве. К подвешиванию примыкает способ определения положения центра тяжести на платформе, движущейся по вогнутым криволинейным направляющим (метод самоуравновешивания). В п.1 приложения 3 в качестве примера приведен метод самоуравновешивания.

4.3. Определение положения центра тяжести взвешиванием машины производится на стендах, состоящих из платформы, весоизмерительного устройства и вспомогательных устройств для установки машины на платформу. В качестве весоизмерительного устройства применяются динамометры, весы или тензометрические датчики. К методу определения положения центра тяжести взвешиванием примыкает аналогичный ему метод статических осадок. В п.2 приложения 3 даны рекомендации по использованию способа определения положения центра тяжести машины по статическим осадкам пружин.

4.4. Определение положения центра тяжести уравновешиванием машины производится на подвижной платформе по принципу уравновешивания на ноже или с помощью подвижных грузов, перемещающихся по краям платформы в двух взаимно перпендикулярных направлениях. По положению платформы или грузов с помощью нескольких измерений определяется положение центра тяжести. В п.3 приложения 3 в качестве примера даны рекомендации по использованию метода уравновешивания на ноже.

4.5. Для экспериментального определения положения центра тяжести сравнительно тяжелых машин, перестановка которых производится с помощью подъемно-транспортного оборудования, применяется метод упругих опор. Применение этого метода особенно целесообразно в том случае, когда динамические нагрузки от машины определяются этим же методом, так как в обоих случаях используется одна и та же рама или плита с упругими опорами. В п.4 приложения 3 даны рекомендации по использованию метода упругих опор для определения положения центра тяжести машины.

4.6. При определении положения центра тяжести машин с возвратно-поступательно движущимися частями последние устанавливаются в среднем положении.

5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ

5.1. Экспериментальное определение моментов инерции машин приводит к необходимости изучения ее вращательного движения. Для этого машину устанавливают на стенды, совершающие колебания, в том числе обязательно вращательные (методы упругих опор, вращательных колебаний и др.).

5.2. Метод упругих опор заключается в том, что машину помещают на платформу, опертую таким образом, что она может совершать колебания относительно некоторой оси. Метод предназначен для сравнительно тяжелых машин, перестановка которых производится с помощью подъемно-транспортного оборудования. Применение этого метода особенно целесообразно в том случае, когда динамические нагрузки и положение центра тяжести машины определяются методом упругих опор, так как при этом во всех случаях используется одна и та же рама или плита с упругими опорами. В приложении 4 даны рекомендации по использованию метода упругих опор.

5.3. Метод вращательных колебаний заключается в том, что машина подвешивается в центре тяжести на тонком стержне к неподвижной точке и по периоду крутильных колебаний определяют момент инерции машины относительно оси стержня.

5.4. При определении моментов инерции машин с возвратно-поступательно движущимися частями последние устанавливаются в среднем положении.

6. ПУТИ УМЕНЬШЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

6.1. Основным способом уменьшения динамических нагрузок ротационных машин является балансировка ро-

тора, производимая на балансировочных станках. Для роторов, имеющих ширину менее четверти диаметра, разрешается производить только статическую балансировку. Для роторов, имеющих ширину более четверти диаметра, рекомендуется производить кроме статической также динамическую балансировку.

6.2. Существенного уменьшения динамических нагрузок во многих случаях можно достигнуть применением следующих конструктивных мероприятий:

а) уравновешивание движущихся частей противовесами (машины с кривошипно-шатунными механизмами, щековые дробилки и др.), устройство частей, движущихся в противоположных направлениях (оппозитные поршневые компрессоры, сита, рассевы и др.), устройство антивибраторов (плоскопечатные типографические машины, плоскошлифовальные станки и др.) и т.п.;

б) устройство динамических и ударных гасителей колебаний, дающее ощутимый эффект гашения при резонансных колебаниях машины на поддерживающей конструкции;

в) размещение центра вращающихся масс машин с вертикальным валом вращения в плоскости опорной конструкции (например, в крышных вентиляторах), приводящее к уменьшению динамического момента.

6.3. Для существенного уменьшения передачи динамических нагрузок на строительную конструкцию рекомендуется применение или повышение эффективности виброизоляции машин. Достаточно эффективная виброизоляция может быть запроектирована для машин, имеющих число оборотов главного вала в минуту не менее 400-500. Виброизоляцию рекомендуется проектировать согласно "Руководства по проектированию виброизоляции промышленного оборудования". Стройиздат, 1972.

6.4. Уменьшение динамических нагрузок при остановочном резонансе виброизолированной машины достигается введением в виброизолированную систему достаточного затухания, увеличением отношения скорости убывания числа оборотов к квадрату частоты собственных колебаний виброизолированной машины, применением динамических и ударных гасителей колебаний и устройств, изменяющих частотные характеристики виброизолированной системы с

целью относительного повышения скорости прохождения через резонанс. Выполнение этих мероприятий можно производить по рекомендациям "Инструкции по мерам борьбы с вибрационными воздействиями технологического оборудования при проектировании зданий и сооружений промышленности нерудных строительных материалов". Стройиздат, 1968, п.2.24.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

1. Метод упругих опор

1. Машина, прикрепленная к металлической раме или железобетонной плите, устанавливается на упругие опоры, жесткость которых подбирается таким образом, чтобы отношение частоты вращения главного вала к собственным частотам колебаний установки было не менее трех. При этом жесткость определяется в условиях динамического нагружения.

Стенды для определения динамических нагрузок от машин с различным направлением движения их частей представлены на рис. 3, 4 и 5. Стенд с шестью степенями свободы, изображенный на рис.3, может найти применение во всех случаях определения динамических нагрузок (сил и моментов) рассматриваемым способом. В связи с тем, что на практике чаще всего встречаются машины, в которых возникают динамические нагрузки в виде одной силы или силы и одного момента, целесообразно применять стенд с минимальным числом степеней свободы, т.е. с одной-двумя степенями свободы. Это упрощает процесс определения динамических нагрузок.

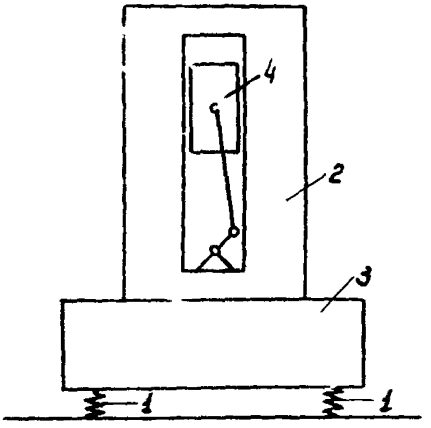

Рис.3. Схема стенда с шестью степенями свободы для определения динамических нагрузок от машин; 1 – упругие опоры; 2 – машина, 3 – опорная плита, 4 – движущаяся часть машины

В п.п. 4-6 приложения 1 даны рекомендации по определению составляющих центробежных сил от вращающихся частей или инерционных сил от возвратно-поступательно

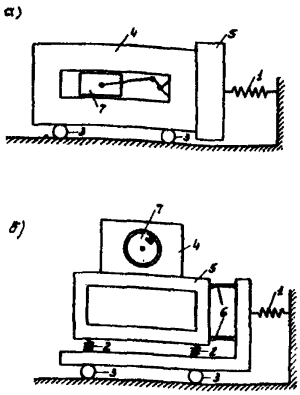

Рис.4

Схемы стендов для определения динамических нагрузок от машин:
а) схема однокомпонентного стенда,
б) схема двухкомпонентного стенда;
1 – горизонтальные упругие опоры, 2 – вертикальные упругие опоры, 3 – катки, 4 – машина, 5 – опорная плита, 6 – жесткие стержни с шарнирами, 7 – движущаяся часть машины

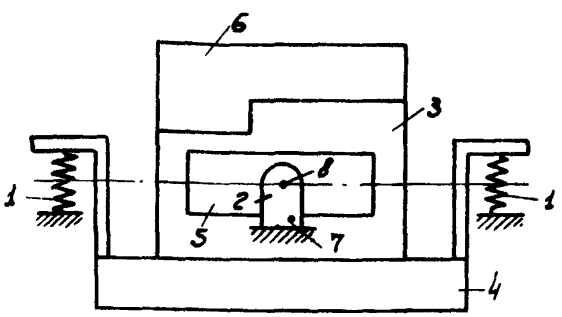

Рис.5. Схема стенда для определения возмущающего момента; 1 – вертикальные упругие опоры, 2 – линейный шарнир, 3 – машина, 4 – опорная плита; 5 – ротор машины, 6 – пригрузка, 7 – центр тяжести машины и опорной плиты (без пригрузки), 8 – центр приложения динамических нагрузок, центр тяжести установки с пригрузкой, центр жесткости упругих опор, ось вращения линейного шарнира

движущихся частей в случае, когда возмущающие моменты относительно осей координат, проходящих через центр тяжести движущихся частей, равны нулю или настолько малы, что могут не определяться. В этих случаях пользуются стендами, изображенными на рис.4.

В п.п.8 и 9 даны рекомендации по определению возмущающих

моментов. В этом случае используют стенд, изобра - женный на рис.5.

2. При определении динамической нагрузки (силы или момента) машина запускается в работу, с помощью измерительного прибора замеряется амплитуда поступательных или вращательных вынужденных установившихся колеба - ний машины. Если производится определение гармоничес - кой динамической нагрузки от виброизолированной маши- ны, то замеряется также максимальная амплитуда посту - пательных или вращательных колебаний при остановочном резонансе.

Если машина предназначена для переработки продук- та (например, в центрифугах, грохотах и т.п.), то такой машине при испытании нужно создавать нормальные произ- водственные условия загрузки тем продуктом, который она будет перерабатывать.

3. Частоты собственных колебаний установки на уп- ругих опорах определяются с помощью записывающих при- боров или путем подсчета по секундомеру.

4. При поступательном движении машины возмущаю - щая гармоническая сила $R_м$, возникающая в машине, рав- на

$$R_м = A \cdot K \cdot \lambda \sin(\omega_0 t + \Psi), \qquad (1.1)$$

где A – амплитуда вынужденных колебаний установки;

K – суммарная жесткость упругих опор;

$\lambda = \alpha^2 - 1$ – коэффициент виброизоляции;

$\alpha = \frac{\omega_0}{\omega}$ – отношение круговой частоты возмущающей силы к круговой частоте собственных ко - лебаний установки;

Ψ – начальная фаза.

Сила, получаемая по ф-ле (1.1), действует в том направлении, для которого определены все величины, не- обходимые для ее вычисления: амплитуда, жесткость, час- тоты. Так, например, при определении с помощью однокомпонентного или двухкомпонентного стенда (см.рис.4) силы $P_м$, действующей в горизонтальном направлении, замеря - ются амплитуда колебаний установки, жесткость упру - гих опор и частоты собственных и вынужденных колебаний в горизонтальном направлении.

5. При виброизолированной машине возмущающее воздействие ее на поддерживающую конструкцию определяется системой сил $R_{\kappa i}$, передающихся через каждую i-ю упругую опору (виброизолятор), с учетом разности фаз Ψ_i этих сил

$$R_{\kappa i} = a_i K_i \sin(\omega_o t + \Psi_i). \qquad (1.2)$$

Здесь a_i есть амплитуда колебаний той точки виброизолированной установки, в которой расположен виброизолятор с жесткостью K_i, i – номер упругой опоры (виброизолятора). При резонансе во время остановки машины определяется наибольшая величина возмущающей силы, передающейся поддерживающей конструкции через виброизоляторы, по формуле (1.2). В этом случае a_i есть наибольшая амплитуда резонансных колебаний в пусковом или остановочном режиме, а ω_o – круговая частота вынужденных колебаний (круговая частота возмущающей силы) в момент появления наибольшей амплитуды колебаний.

6. Если в машине возникают динамические силы с n различными частотами (и фазами), то по виброграмме вынужденных колебаний машины определяют амплитуды отдельных гармоник вынужденных колебаний и соответствующие им частоты и фазы. Возмущающая сила $R_м$, возникающая в машине, определяется в данном случае в виде суммы

$$R_м = \sum_n A_n K \lambda_n \sin(\omega_{on} t + \Psi_n), \qquad (1.3)$$

где A_n – амплитуда колебаний установки по n-ой гармонике;

K – суммарная жесткость упругих опор;

$\lambda_n = \alpha_n^2 - 1$ – коэффициент виброизоляции по n-ой гармонике;

$\alpha_n = \frac{\omega_{on}}{\omega}$ – отношение круговой частоты вынужденных колебаний (n-ой гармоники возмущающей силы) к круговой частоте собственных колебаний установки;

Ψ_n – начальная фаза, соответствующая n-ой гармонике.

7. При виброизолированной машине динамические силы с n различными частотами (и фазами) определяются аналогично формуле (1.2) системой сил

$$R_{Ki} = \sum_{n} \left[a_{ni} K_i \sin (\omega_{on} t + \Psi_{ni}) \right], \qquad (1.4)$$

где a_{ni} – амплитуда колебаний по n-ой гармонике той точки виброизолированной установки, в которой расположен виброизолятор с жесткостью K_i;

i – номер упругой опоры (виброизолятора).

8. Возникающий в машине возмущающий гармонический момент относительно оси координат, проходящей через центр тяжести движущихся частей, равен

$$M_M = \varphi \cdot K_\varphi \lambda_\varphi \sin (\omega_o t + \xi), \qquad (1.5)$$

где φ – амплитуда угла поворота машины на упругих опорах относительно центральной оси;

K_φ – суммарная угловая жесткость упругих опор;

$\alpha = \frac{\omega_o}{\omega}$ – отношение круговой частоты вынужденных вращательных колебаний (круговой частоты возмущающего момента) к круговой частоте собственных вращательных колебаний установки;

ξ – начальная фаза, $\lambda_\varphi = \alpha^2 - 1$.

9. Если в машине возникают возмущающие моменты с n различными частотами (и фазами), то по виброграмме вынужденных колебаний определяют амплитуды угла поворота машины по отдельным гармоникам вынужденных колебаний и соответствующие им частоты и фазы. Составляющая возмущающего момента M_M, возникающая в машине, равна сумме

$$M_M = \sum_{n} \varphi_n K_\varphi \lambda_{\varphi n} \sin (\omega_{on} t + \xi_n), \qquad (1.6)$$

где φ_n – амплитуда угла поворота машины на упругих опорах относительно центральной оси по n-ой гармонике;

K_φ – суммарная угловая жесткость упругих опор;

$$\lambda_{\varphi_n} = \alpha_n^2 - 1,$$

$\alpha_n = \frac{\omega_{on}}{\omega_\varphi}$ – отношение круговой частоты вынужденных вращательных колебаний (круговой частоты возмущающего момента) к круговой частоте собственных колебаний установки;

ξ_n – начальная фаза, соответствующая n-ой гармонике.

10. Точка приложения динамических нагрузок принимается расположенной в центре тяжести движущихся частей. В случае инерционных сил направление определяется:

а) для вращающихся частей плоскостью, в которой вращается центробежная сила;

б) для возвратно-поступательно движущихся частей линией, по которой перемещается центр тяжести движущихся частей.

В случае необходимости задания динамических нагрузок, передающихся через опоры машины на строительные конструкции, точка приложения и направление инерционных сил определяются согласно "Инструкции по определению динамических нагрузок от машин, устанавливаемых на перекрытия промышленных зданий".

2. Метод жестких силоизмерителей

11. При применении метода жестких силоизмерителей машина, прикрепленная к металлической раме или железобетонной плите, устанавливается на силоизмерители как на опоры. В качестве иллюстрации метода рассмотрим устройство и работу трехкомпонентных силоизмерителей. Силоизмеритель[1] (рис.6) состоит из измерительного штатива 1 и основания 2. Оси стержней измерительного штатива и оси элементов основания образуют правильную трехгранную пирамиду с равновеликими ребрами. Стержни, из которых составлен штатив, полые или сплошные и имеют

[1] См. сборник ЦНИИСК "Колебания зданий и сооружений" под ред. проф. Б.Г.Коренева. Госстройиздат, 1963.

шейки, на которые наклеены тензодатчики 3 с базой 10 мм. Провода от тензодатчиков, входящих в разные измерительные каналы, выведены на контактные панели 4 с обозначениями измеряемых составляющих R_x, R_y, R_z силы R по координатным осям x, y, z (рис.7). Основание силоизмерителя имеет упоры со сферическими вогнутыми поверхностями, на которые опираются ножки измерительного штатива, имеющие выпуклую сферическую поверхность. Для придания силоизмерителю бо́льшей устойчивости, станина имеет три точки опоры в виде трех болтов 6 с контргайками. Регулировкой этих болтов при установке силоизмерителя под машину достигается восприятие силоизмерителем заданной статической нагрузки и осуществляется выравнивание станины по уровню в горизонтальной плоскости.

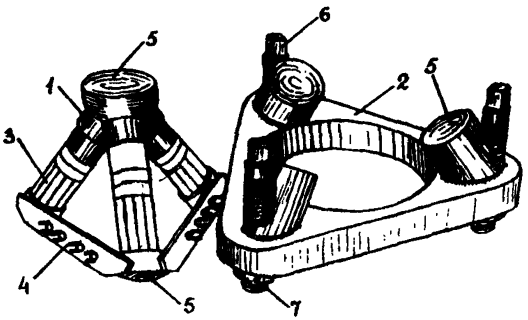

Рис.6. Общий вид силоизмерителя. 1 – измерительный штатив, 2 – основание, 3 – тендозатчики, 4 – контактные панели, 5 – сферические упоры, 6 – регулировочный болт, 7 – контргайка

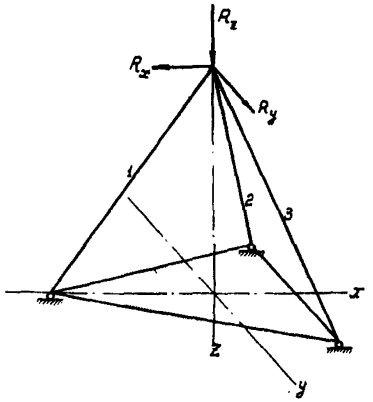

Рис.7. Схема силоизмерителя, 1,2,3 – стержни

12. Жесткость силоизмерителя подбирается таким образом, чтобы жесткость каждого бокового стержня была не менее величины

$$K_{ст} = 0{,}5 \times K_c = 0{,}5 \frac{P_o}{a_o} = 0{,}5 \frac{P_o \omega^2}{g}, \qquad (1.7)$$

где K_c – жесткость силоизмерителя;

P_o – грузоподъемность силоизмерителя (вес машины, приходящийся на один силоизмеритель);

a_o – статическая осадка силоизмерителя под нагрузкой P_o;

ω – собственная круговая частота машины на силоизмерителях как на упругих элементах;

g – ускорение силы тяжести,

поскольку усилия в стержнях 1,2,3 (рис.7) равны:

от составляющей R_x

$$R_{x1} = 1{,}155\ R_x, \quad R_{x2} = R_{x3} = -0{,}577 R_x, \qquad (1.8)$$

от составляющей R_y

$$R_{y1} = 0, \quad R_{y2} = -R_y, \quad R_{y3} = R_y \quad \text{и} \qquad (1.9)$$

от составляющей R_z

$$R_{z1} = R_{z2} = R_{z3} = 0{,}408 R_z. \qquad (1.10)$$

В табл.1 приведены размеры шеек стержней измерительного штатива: l – длина, D – наружный диаметр. Размеры шеек получены из условия соблюдения необходимой жесткости силоизмерителя при наиболее полном использовании упругих свойств материала стержня и из того расчета, что полностью нагруженный силоизмеритель как система масса-пружина будет иметь собственную частоту $f = 50$ гц.

13. Для возможности измерения составляющих R_x, R_y, R_z динамической нагрузки R по трем независимым каналам рекомендуется схема размещения и коммутации датчиков на шейках стержней измерительного штатива, изображенная на рис.8. Схема рассчитана на измерительную установку (например, типа 8АНЧ-7), у которой наружу выносится полумост, состоящий из активного и компенсационного датчика. Для устранения влияния изгиба стержней и восприятия лишь осевого сжатия или растяжения датчики необходимо располагать на стержнях попарно и диаметрально противоположно. На рис.8 активные датчики обозна-

Таблица 1

Максимальное расчетное напряжение (статическое плюс динамическое) в стержне в кг/см^2	Размеры[x] (в см) шеек силоизмерителей различной грузоподъемности (в т)									
	1		2		3		4		5	
	l	D	l	D	l	D	l	D	l	D
1000	5	2,5	5	2,45	5	3	5	3,88	5	5,5
2000	2,5	1,21	2,5	1,73	2,5	2,1	2,5	2,73	2,5	3,87
3000	1,7	1	1,7	1,44	1,7	1,76	1,7	2,25	1,7	3,22
4000	1,3	0,86	1,3	1,22	1,3	1,49	1,3	1,92	1,3	2,72
5000	1	0,77	1	1,1	1	1,34	1	1,73	1	2,45

[x] Силоизмеритель грузоподъемностью 1 т.с. $D = 2,5$ см имеет полые шейки с внутренним диаметром $d = 1,8$ см

чены через А и компенсационные – через К. Датчики, входящие в полумост, измеряющий составляющую R_x, располагаются на всех трех стержнях вдоль их осей. Датчики, входящие в полумост, измеряющий составляющую R_y, наклеиваются вдоль двух стержней, так как стержень 1 (см.рис.7) не испытывает осевого усилия при действии составляющей R_y. Датчики, входящие в оба плеча полумоста, измеряющего составляющую R_z, равномерно распределяются по всем трем стержням, причем датчики активного плеча наклеиваются вдоль образующей стержня, а датчики компенсационного плеча – поперек образующей.

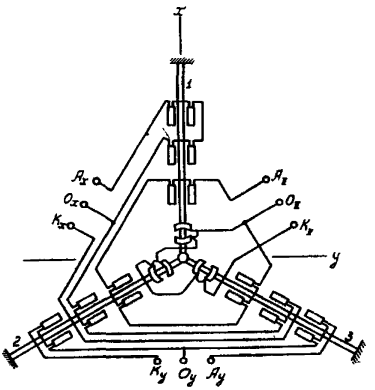

Рис.8. Схема размещения и коммутации датчиков на шейках стержней измерительного штатива силоизмерителя; 1,2,3 – стержни, $A_x O_x K_x$, $A_y O_y K_y$, $A_z O_z K_z$ клеммы полумостов, измеряющих составляющие R_x, R_y, R_z динамической силы, A_x, A_y, А – активные датчики, K_x, K_y, K_z – компенсационные датчики

14. Тарировку силоизмерителей рекомендуется производить статической нагрузкой, для которой известны составляющие R_x, R_y, R_z, с применением электронного измерителя статических деформаций, подключаемого к зажимам, предназначенным для одного канала.

3. Метод перестановки пробного груза

15. Если технологический процесс оказывает непосредственное влияние на неуравновешенность ротора (например, в центрифугах), то тарировка строительных конструкций, несущих машину, производится при вращении ротора вхолостую. В остальных случаях тарировка может производиться как в рабочем, так и в холостом режимах.

16. Тарировка состоит в определении (для заданной скорости вращения ротора) коэффициента К, связывающего величину амплитуды колебаний А выбранного участка

строительной конструкции или станины машины с величиной неуравновешенной центробежной силы ротора.

$$A = KR \quad . \tag{1.11}$$

Для определения коэффициента K производится измерение следующих амплитуд колебаний выбранного участка:

а) A – при работе машины без пробного груза;

б) B – при работе машины с пробным грузом, расположенным, например, в точке 1 (рис.9);

в) C – при работе машины с пробным грузом, переставленным на 180° относительно первого положения, т.е. расположенным в точке 2 рис.9

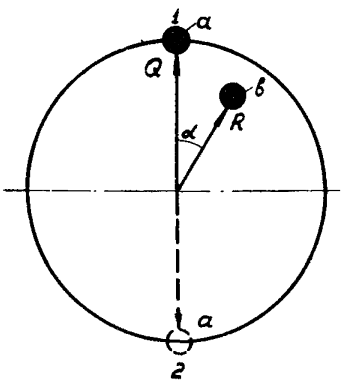

Рис.9. Схема расположения пробного груза a и неуравновешенности b в роторе

Коэффициент K равен

$$K = \frac{1}{Q}\sqrt{\frac{B^2 - 2A^2 + C^2}{2}} \quad , \tag{1.12}$$

где Q – центробежная сила, развиваемая пробным грузом, равная

$$Q = \frac{q}{g} r \left(\frac{2\pi}{60} N\right)^2 \quad , \tag{1.13}$$

где q – вес пробного груза;

r – расстояние от оси вращения до центра тяжести пробного груза;

N – число оборотов главного вала в мин;

g – ускорение силы тяжести.

17. Центробежную силу R ротора можно определить по формуле (1.11), зная коэффициент K, или по формуле

$$R = \sqrt{\frac{2}{m^2 - 2 + n^2}}\, Q \quad , \tag{1.14}$$

где

$$m = \frac{B}{A} \quad ; \quad n = \frac{C}{A} \quad . \tag{1.15}$$

Угол α (рис.9) между центробежной силой Q, развиваемой пробным грузом, и центробежной силой R, развиваемой ротором машины (без пробного груза) вследствие имеющейся остаточной неуравновешенности, определяется из соотношения

$$\cos\alpha = \frac{(m^2-1)R^2 - Q^2}{2RQ} \qquad (1.16)$$

или

$$\cos(\pi-\alpha) = \frac{(n^2-1)R^2 - Q^2}{2RQ} . \qquad (1.17)$$

18. При необходимости раздельного определения центробежной силы R, вызванной неуравновешенностью только самого ротора, центробежной силы R_2, вызванной неуравновешенностью как самого ротора, так и неравномерным распределением перерабатываемого продукта в роторе, и центробежной силы R_3, вызванной только неравномерным распределением перерабатываемого продукта в роторе (рис.10), делают раздельные замеры амплитуд колебаний выбранного участка при работе машины вхолостую без пробного груза и с пробным грузом и при работе машины с перерабатываемым продуктом в роторе без пробного груза и с пробным грузом. После замера амплитуд A_1, B_1, C_1 и A_2, B_2, C_2 получим соответствующие значения m_1 и m_2, n и n_2 по формулам (1.15), затем R_1 и R_2 — по формуле (1.14), α_1 и α_2 — по формуле (1.16) или по формуле (1.17), после чего центробежная сила R_3, вызванная только неравномерным распределением перерабатываемого продукта в роторе, будет равна

$$R_3 = \sqrt{R_1^2 + R_2^2 - 2R_1R_2\cos(\alpha_2 - \alpha_1)} . \qquad (1.18)$$

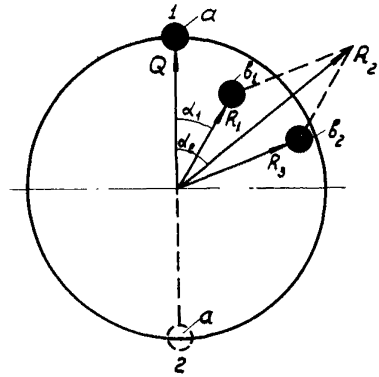

Рис.10. Схема расположения пробного груза a и неуравновешенностей: ротора b_1 и загрузки b_2

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ СКОРОСТИ УБЫВАНИЯ ЧИСЛА ОБОРОТОВ ГЛАВНОГО ВАЛА МАШИНЫ ПРИ ОСТАНОВКЕ

График убывания числа оборотов главного вала машины при остановке (рис.11) аналитически представляет с я уравнением

$$f = a t^{b} e^{-ct}, \quad \left(\frac{b}{c} \leq t \leq t_3\right), \qquad (2.1)$$

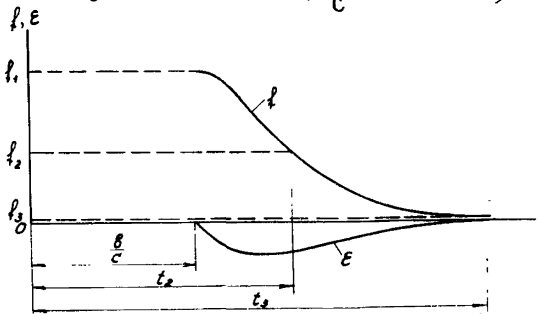

Рис.11. Графики убывания числа оборотов и скорости убывания числа оборотов главного вала машины при остановке

поэтому скорость убывания числа оборотов главного вала машины равна

$$\varepsilon = a t^{b} e^{-ct}\left(\frac{b}{t} - c\right), \quad \left(\frac{b}{c} \leq t \leq t_3\right). \qquad (2.2)$$

Коэффициенты a, b, c определяются формула - ми

$$\ln a = \frac{t_1(\ln f_2 \ln t_3 - \ln f_3 \ln t_2) + t_2(\ln f_3 \ln t_1 - \ln f_1 \ln t_3) + t_3(\ln f_1 \ln t_2 - \ln f_2 \ln t_1)}{t_1 \ln \frac{t_3}{t_2} + t_2 \ln \frac{t_1}{t_3} + t_3 \ln \frac{t_2}{t_1}}, \qquad (2.3)$$

$$b = \frac{t_1 \ln \frac{f_2}{f_3} + t_2 \ln \frac{f_1}{f_3} + t_3 \ln \frac{f_2}{f_1}}{t_1 \ln \frac{t_3}{t_2} + t_2 \ln \frac{t_1}{t_3} + t_3 \ln \frac{t_2}{t_1}}, \qquad (2.4)$$

$$c = \frac{\ln f_1 \ln \frac{t_3}{t_2} + \ln f_2 \ln \frac{t_1}{t_3} + \ln f_3 \ln \frac{t_2}{t_1}}{t_1 \ln \frac{t_3}{t_2} + t_2 \ln \frac{t_1}{t_3} + t_3 \ln \frac{t_2}{t_1}}, \qquad (2.5)$$

для которых значения частоты и времени в трех точках, в начале (f_1, t_1), середине (f_2, t_2) и в конце процесса остановки (f_3, t_3) берутся из виброграммы остановочных колебаний машины, установленной на упругие опоры. При этом за начало остановки принимается время $t_1 = \frac{b}{c}$ (см.рис.11), за середину- любая точка в средней части графика и за конец процесса остановки - точка, соответствующая частоте в 1-2 гц.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПОЛОЖЕНИЯ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ

1. Метод самоуравновешивания

1. Положение центра тяжести машины определяется на стенде по схеме, изображенной на рис.12. Стенд состоит из двух рельсов, изогнутых по дуге окружности или по циклоиде с вертикальной осью, и тележки с раздвижной рамой, установленной на эти рельсы. Рельсы прикреплены к неподвижным опорам. Длина дуги рельсов должна

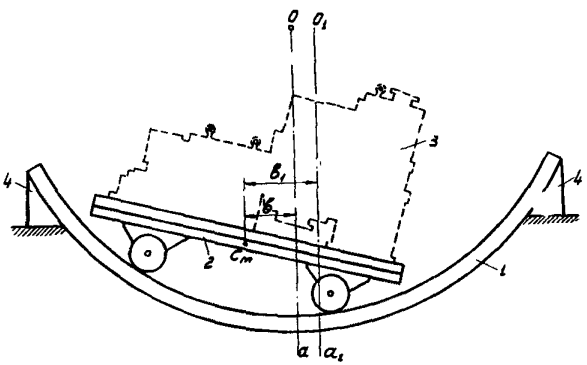

Рис.12

Схема определения положения центра тяжести методом самоуравновешивания

быть приблизительно равна удвоенной длине тележки, размеры которой должны соответствовать размерам машины в плане. Радиусы окружности или производящего циклоиду круга выбираются из тех соображений, чтобы испытываемая машина вместе с тележкой свободно вписывалась в дугу рельсов. Рельсы снабжаются неподвижной линейкой, дающей возможность непосредственным измерением найти положение плоскости $0a$, перпендикулярной чертежу, в которой расположен центр тяжести машины с тележкой.

2. При определении положения центра тяжести машина устанавливается на тележку, которая занимает положение, при котором центр тяжести машины и тележки устанавливается в плоскости $0a$, перпендикулярной чертежу. Это положение тележки наносится на схему. Центр тяжести машины без тележки будет расположен в плоско-

сти 0_1a_1, перпендикулярной чертежу, отстоящей от центра тяжести $C_т$ тележки на расстояние b_1, равном

$$b_1 = \frac{M_o}{M_м} b, \qquad (3.1)$$

где M_o – масса машины и тележки;
$M_м$ – масса машины;
b – расстояние от центра тяжести тележки до плоскости $0a$.

Для определения другой плоскости машина переставляется на тележке путем поворота машины на 90° вокруг оси, перпендикулярной площадке тележки. Тележка займет второе положение, при котором найдутся новые плоскости $0'a'$ и $0'_1a'_1$, перпендикулярные чертежу, причем плоскость $0'_1a'_1$ в пересечении с ранее фиксированной плоскостью $0'_1a'_1$ даст линию, на которой будет находиться центр тяжести машины. Для определения третьей плоскости раздвигается рама тележки на угол не менее $20–30^o$ и на такую измененную тележку устанавливается машина (при возможности машина повертывается на 90° и устанавливается на неизменную тележку). Тележка займет третье положение и новая плоскость $0''_1a''_1$, перпендикулярная чертежу, в пересечении с ранее определенной линией даст положение центра тяжести машины. В последнем случае необходимо только учесть то, что положение центра тяжести $C'_т$ тележки с раздвинутой рамой будет отличаться от положения центра тяжести $C_т$ тележки с собранной рамой.

3. Вследствие трения колес о рельсы и в подшипниках тележка с машиной будет занимать различные положения на рельсах. Для определения истинного положения плоскости $0a$, а следовательно, и 0_1a_1 необходимо при испытаниях поступать следующим образом. Если тележка после нагружения ее машиной заняла некоторое положение, подойдя к нему, допустим, слева, то необходимо отвести тележку вправо на такое расстояние, чтобы она подошла к положению равновесия справа. Два положения тележки при своем подходе слева и справа дадут длину дуги, через середину которой будет проходить искомая плоскость $0a$ или $0'a'$, или $0''a''$.

2. Метод статических осадок

4. Положение центра тяжести машины определяется на стенде по схеме, изображенной на рис.13. Плита стенда симметрично опирается на четыре одинаковые по жесткости пружины и находится в горизонтальном положении. Замеряются высоты упругих опор до и после установки машины на стенд. Установка машины на стенд должна производиться так, чтобы плита не получила большого наклона в какую-либо сторону.

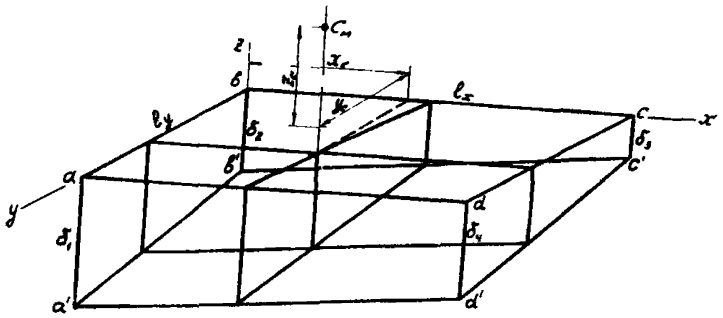

Рис.13. Схема определения положения центра тяжести машины методом замера статических осадок; $abcd$ и $a'b'c'd'$ - места опирания плиты стенда на упругие опоры до и после установки машины на стенд (машина и упругие опоры на схеме не показаны); $C_м$ - центр тяжести машины

5. Координаты x_c и y_c центра тяжести машины в плане равны

$$x_c = z_c \operatorname{tg}\alpha_x + e_1 \sec\alpha_x , \qquad (3.2)$$

$$y_c = z_c \operatorname{tg}\alpha_y + e_2 \sec\alpha_y , \qquad (3.3)$$

где

$$e_1 = \frac{(\delta_3^2 + \delta_4^2)(\delta_1 + \delta_2)}{(\delta_1^2 + \delta_2^2)(\delta_3 + \delta_4) + (\delta_3^2 + \delta_4^2)(\delta_4 + \delta_2)} l_x , \qquad (3.4)$$

$$e_2 = \frac{(\delta_1^2 + \delta_4^2)(\delta_2 + \delta_3)}{(\delta_2^2 + \delta_3^2)(\delta_1 + \delta_4) + (\delta_1^2 + \delta_4^2)(\delta_2 + \delta_3)} l_y , \qquad (3.5)$$

$$\alpha_x = \operatorname{arctg}\left[\frac{1}{b}\left(\frac{\delta_1^2 + \delta_2^2}{\delta_1 + \delta_2} - \frac{\delta_3^2 + \delta_4^2}{\delta_3 + \delta_4}\right)\right], \qquad (3.6)$$

$$\alpha_y = \operatorname{arctg}\left[\frac{1}{a}\left(\frac{\delta_1^2 + \delta_4^2}{\delta_1 + \delta_4} - \frac{\delta_2^2 + \delta_3^2}{\delta_2 + \delta_3}\right)\right]. \qquad (3.7)$$

Здесь δ_1, δ_2, δ_3, δ_4 – разности статических осадок плиты стенда в местах опирания плиты на упругие опоры до и после установки машины на стенд;

l_x, l_y – расстояния между осями упругих опор (см. рис.13),

z_c – координата центра тяжести по высоте машины, принимаемая в первом приближении равной

$$z_c = \left(\frac{1}{2} \div \frac{1}{3}\right) h , \qquad (3.8)$$

где h – высота машины, а после определения z_c по п.6 принимается равной полученному значению.

6. Для определения координаты z_c центра тяжести одну сторону машины приподнимают, наклоняя ее вертикальную ось не менее чем на 20–30°; если есть возможность, то машину повертывают на 90°. Замерив разности статических осадок плиты стенда в местах опирания плиты на упругие опоры до и после такой установки машины на стенд по формулам (3.2)–(3.7), определяют x_c^* и y_c^*, после чего

$$z_c = \frac{x_c - K_1}{tg\alpha} - \frac{x_c^* - K_1}{\sin\alpha}, \qquad (3.9)$$

если наклон машины на угол произведен параллельно плоскости xz, или

$$z_c = \frac{y_c - K_2}{tg\alpha} - \frac{y_c^* - K_2}{\sin\alpha}, \qquad (3.10)$$

если наклон машины на угол α произведен параллельно плоскости yz, в формулах (3.9) и (3.10) K_1 и K_2–расстояние от того края машины в основании, относительно которого производится поворот машины в [illegible] на угол α до плоскости xz или yz, параллельной этому краю. При определении z_c по формуле (3.9),т.е. по x_c^* и по x_c, которое определено по формуле (3.2), должно быть $y_c^* = y_c$, которое определено по формуле (3.3); при определении z_c по формуле (3.10), т.е. по y_c^* и по y_c, которое определено по формуле (3.3), должно быть $x_c^* = x_c$, которое определено по формуле (3.2).

При $\alpha = 90^0$

$$z_c = K_1 - x_c^* \qquad (3.11)$$

или

$$z_c = K_2 - y_c^*, \qquad (3.12)$$

в зависимости от того, параллельно плоскости xz или параллельно плоскости yz произведен поворот машины.

3. Уравновешивание на ноже

7. Положение центра тяжести машины определяется по схемам, изображенным на рис.14.

8. Определение положения центра тяжести производят путем пробной установки машины на раздвижную раму и взятия отсчетов по шкалам с делениями. Для положения

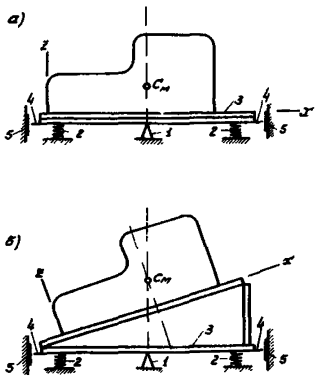

Рис.14. Схема определения положения центра тяжести методом уравновешивания на ноже: а – определение координат x_c и y_c, б – определение координаты z_c; 1 – нож; 2 – ненагружаемые страховочные упругие опоры, 3 – раздвижная рама; 4 – стрелки указателя уровня, 5 – шкалы с делениями; $C_м$ – центр тяжести машины

машины, при котором отсчеты с двух сторон совпадают, замеряют одну из координат x_c, y_c или z_c центра тяжести машины. Вначале при горизонтальном положении машины определяют одну из координат x_c или y_c. Затем машину поворачивают относительно вертикальной оси на 90° и тем же путем определяют другую координату. Координата z_c определяется из геометрических соображений при наклонном положении машины. Угол наклона рекомендуется принимать не менее $20–30^o$.

Метод упругих опор

9. Положение центра тяжести машины определяется по схеме, изображенной на рис.15. Машина устанавливается на стенд так, чтобы проекция ее центра тяжести находилась приблизительно на продольной оси плиты по возможности ближе к упругим опорам. Момент инерции плиты относительно своего центра тяжести учитывается точно, а момент инерции машины относительно своего центра тяжести в первом приближении принимается равным нулю, а после определения моментов инерции принимается равным полученному значению.

10. Расстояние от оси линейного шарнира, относительно которого происходят колебания, до центра тяжести машины равно

$$a = \sqrt{\frac{k l^2}{M_м \omega_\varphi^2} - \frac{J_м + J_{пл} + M_{пл} e^2}{M_м}}, \qquad (3.13)$$

где K – жесткость пружины;

l – расстояние между осями линейного шарнира и пружин;

e – расстояние от линейного шарнира до центра тяжести плиты стенда;

$M_{пл}$ – масса плиты стенда;

$M_м$ – масса машины;

$J_{пл}$ – момент инерции плиты стенда относительно ее центральной оси, параллельной линейному шарниру;

$J_м$ – момент инерции машины относительно ее центральной оси, параллельной линейному шарниру;

ω_0 – угловая частота собственных колебаний установки, определяемая из опыта.

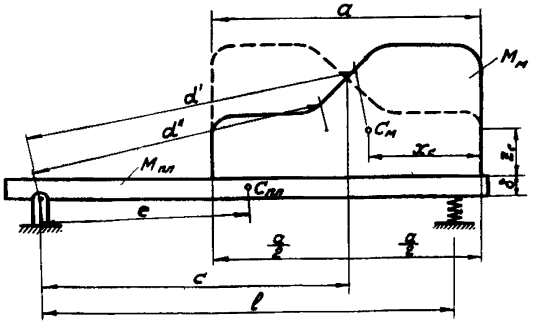

Рис.15. Схема определения положения центра тяжести машин методом упругих опор; $C_{пл}$ – центр тяжести плиты, $C_м$ – центр тяжести машины

Определяют $d = d'$ при одном положении машины и $d = d''$ – при втором положении машины, отличающемся от первого тем, что машина повернута относительно вертикальной оси на 180^0 и установлена на прежнее место по габаритам.

11. Координаты центра тяжести машины равны

$$x_c = \frac{a}{2} - \frac{d'^2 - d''^2}{4c}, \qquad (3.14)$$

$$z_c = \sqrt{d'^2 - \left(c + \frac{d'^2 - d''^2}{4c}\right)^2} - \delta, \qquad (3.15)$$

где a – габаритный размер машины в направлении оси X;

c – расстояние от оси линейного шарнира до проекции середины отрезка a на горизонтальную ось X;

δ – толщина плиты стенда.

12. Для определения координаты y_c центра тяжести машину повертывают вокруг вертикальной оси на 90° и проделывают все те операции, которые требуются для определения x_c и z_c. При этом z_c определяется второй раз.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ МЕТОДОМ УПРУГИХ ОПОР

1. Моменты инерции машины относительно центральных осей определяются по схемам, изображенным на рис.16. Машину устанавливают на стенд так, чтобы проекция ее центра тяжести на срединную плоскость плиты совпала с центром тяжести плиты.

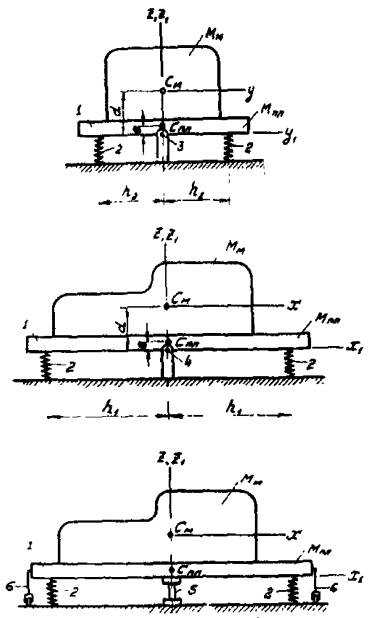

Рис. 16

Схемы определения моментов инерции машины относительно центральных осей методом упругих опор;

1 – плита стенда; 2 – упругие опоры, 3, 4, 5 – съемные линейные шарниры вдоль осей x, y, z 6 – поддерживающие ролики; $C_м$ – центр тяжести машины, $C_{пл}$ – центр тяжести плиты стенда

2. Определяют три частоты собственных колебаний установки относительно линейных шарниров, т.е. продольной и поперечной осей, проходящих в нижней плоскости плиты через проекции центров тяжести машины и плиты, и относительно вертикальной оси, проходящей через проекции центров тяжести машины и плиты.

3. Моменты инерции машины относительно осей, проходящих через ее центр тяжести, равны

$$J_x = \frac{K h_2^2}{\omega^2_{y x_1}} - J_{x\,пл} - M_м d^2 - M_{пл} e^2 , \qquad (4.1)$$

$$J_y = \frac{K h_1^2}{\omega^2_{y y_1}} - J_{y пл} - M_м d^2 - M_{пл} e^2 , \qquad (4.2)$$

$$J_z = \frac{K_1 (h_1^2 + h_2^2)}{\omega^2_{y z_1}} - J_{z пл} , \qquad (4.3)$$

где $J_{x пл}$, $J_{y пл}$, $J_{z пл}$ – моменты инерции плиты стенда относительно ее центральных осей;

K – суммарная вертикальная жесткость пружин;

K_1 – суммарная горизонтальная жесткость пружин стенда;

$M_м, M_{пл}$ – массы машины и плиты стенда;

h_1, h_2 – расстояния от оси линейного шарнира до оси пружин в направлении осей x и y ;

e, d – расстояния от линейных шарниров до центров тяжести машины и плиты;

$\omega_{y x_1}$, $\omega_{y y_1}$, $\omega_{y z_1}$ – круговые частоты собственных вращательных колебаний плиты стенда с машиной относительно линейных шарниров, определяемые из опыта.

АППАРАТУРА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МАШИН

При определении динамических нагрузок, положения центра тяжести, моментов инерции относительно центральных осей и скорости убывания числа оборотов главного вала машины при остановке возникает необходимость в регистрации колебаний отдельных точек стенда или машины.

Для регистрации колебаний в различных случаях применяются определенные приборы в зависимости от частоты и амплитуды записываемых колебаний. Обычно частоты колебаний, которые при этом встречаются, находятся в пределах от 2 до 50 гц, а амплитуда – от нескольких микрон до нескольких миллиметров.

Здесь приводятся основные данные по некоторым типам приборов, обеспечивающих запись колебаний с частотами и амплитудами в указанных пределах.

Механические приборы

Ручной виброграф ВР-1. Габариты 110х120х180 мм, вес 1,65 кг, пределы измерения по амплитуде 0,05–4,0 мм, по частоте 1,5–100 гц. При записи колебаний с частотами до 20 гц частотная характеристика имеет заметное снижение. Фактическое увеличение при разных частотах устанавливается для каждого прибора индивидуальной тарировкой. Оно колеблется от 4,5 до 6. В приборе предусмотрена возможность производить запись без увеличения или с двухкратным увеличением. Одновременно с записью процесса колебаний может производиться запись отметки времени от элементов питания через специальные контактные часы, фиксирующие определенные промежутки времени, что, однако, применяется редко, так как частоту записываемых колебаний легко определять по постоянной скорости движения ленты.

Регистрирующий прибор Гейгера. Габариты 120 х 190 х х 160 мм, вес 5,6 кг, пределы и измерения по амплитуде 0,01–12 мм, по частоте 0–50 гц. Прибор имеет набор рычагов и игл, применение которых обеспечивает

увеличение от 1,5 до 36 раз. Регистрация может производиться пером с чернилами на бумаге типа "калька" или царапающим пером на специальной вощеной бумаге. Одновременно с записью процесса колебаний производится запись отметки времени или по собственным затухающим колебаниям отметчика с частотой 50 или 25 гц, возникающим при каждом обороте барабана с бумагой, или от элементов питания через специальные контактные часы, фиксирующие определенные промежутки времени.

Электрические приборы

1. Установка на основе осциллографа МПО-2 и реостатных датчиков. Универсальный восьмишлейфовый осциллограф типа МПО-2 производства завода "Вибратор" снабжен двенадцатью магнитоэлектрическими вибраторами МОВ-2 пяти различных типов. Частота собственных колебаний вибраторов: первого типа 5000 гц, второго 10000 гц, четвертого 3000 гц, пятого 2000 гц и восьмого 1200 гц. Запись производится на негативной кинопленке шириной 35 мм. Осциллограф снабжен двумя различными сменными кассетами, вмещающими по 5 м пленки. Скорость движения пленки устанавливается с помощью коробки скоростей, имеющей 12 ступеней, в пределах от 1 до 5000 мм/сек. Для визуального наблюдения исследуемых колебаний имеется матовый экран, причем масштаб изображения процесса на экране увеличен по сравнению с масштабом записи в 4 раза. Осциллограф имеет габариты 560x420x220 мм, вес около 33 кг.

Реостатный датчик, являющийся датчиком, измеряющим большие перемещения, представляет собой переменное сопротивление типа СПА-2 на 470 ом, ползунок которого снабжен пружиной, удерживающей его в одном из крайних положений. Датчик включается в коммутатор, каждый канал которого представляет собой мостовую схему с балансирующим сопротивлением СПА-2 на 470 ом и двумя последовательно соединенными сопротивлениями на 4700 и 470 ом, для соответственно грубой и точной установки масштаба. Мост питается постоянным током от аккумуляторной батареи или выпрямителя (с фильтром), включаемого через трансформатор. Ползунки потенциометров

являются концами измерительной диагонали моста. К ним подключаются гальванометры МОВ-2. От положения ползунков зависит ток в измерительной диагонали. Перед испытанием ползунок датчика устанавливается в среднее положение и проволочной тягой связывается с колеблющейся точкой, а сам датчик закрепляется на неподвижном основании. При записях колебаний наблюдается смещение ползунка потенциометра, в результате чего в измерительной диагонали моста появляется напряжение, пропорциональное смещению. Это напряжение подается на вибратор осциллографа. В результате отклоняются световые лучи, пишущие на движущейся пленке кривые, характеризующие изучаемые процессы.

Масштаб времени на пленке осциллографа наносится с помощью так называемого отметчика времени, представляющего собой микрофонный зуммер, подвижная часть которого совершает колебания с частотой 500 гц или при помощи вибратора первого типа от элемента питания через контактные часы и делитель напряжения, представляющий собой сопротивление типа А-2 на 47 ом.

Осциллограф МПО-2 с реостатными датчиками обеспечивает измерение амплитуд колебаний с точностью до 5% от величины измеряемой амплитуды. Наибольшее увеличение осциллографа в сочетании с реостатными датчиками равно 13. В комплект установки кроме осциллографа МПО-2 и реостатных датчиков входят: коммутатор, контактные часы, батареи питания, трансформатор и выпрямитель.

2. Установка на основе осциллографа Н-700 и датчиков ВЭГИК. Магнитоэлектрический четырнадцатишлейфовый осциллограф Н-700 производства Кишеневского завода электроизмерительных приборов Молдавской ССР снабжен семнадцатью гальванометрами М-001 четырех различных типов. Частота собственных колебаний гальванометров: первого типа 120 гц, второго 400 гц, третьего 1200 гц и четвертого 2500 гц. Для записи низкочастотных колебаний осциллограф Н-700 следует снабдить гальванометрами типа ГБ-Ш-3, имеющими собственную частоту 5 гц. Запись производится на нормальной осциллографной бумаге шириной 120 мм и чувствительностью 500-1000 единиц ГОСТ. Осциллограф снабжен двумя различными сменными кассетами, вмещающими по 12 м бумаги.

Скорость движения бумаги устанавливается с помощью коробки скоростей и двух типов кассет в пределах от 2,5 до 2500 мм/сек. Для визуального наблюдения за процессом записи имеется матовый экран с развертывающим устройством. Скорость развертки плавно регулируется. Осциллограф имеет габариты 470х240х290 мм, вес около 20 кг.

Электродинамический вибродатчик ВЭГИК состоит из маятника и магнитоэлектрического преобразователя. Последний включает в себя цилиндрическую индукционную катушку, укрепленную на конце маятника, и постоянный магнит с цилиндрическим воздушным зазором. При колебаниях корпуса датчика инерционная масса остается в покое. Происходит относительное перемещение катушки и магнита, в результате чего в катушке возникает электродвижущая сила, пропорциональная скорости смещения. Период собственных колебаний маятника ВЭГИКа регулируется в пределах от 0,7 до 2,5 сек. Параметры измерительного канала, включающего в себя вибродатчик и гальванометр, выбраны таким образом, что отклонение светового луча на фотобумаге осциллографа оказывается пропорциональным интегралу от напряжения на датчике, т.е. прибор регистрирует не скорость, а смещение испытываемой машины.

Масштаб времени на ленте осциллографа наносится в виде тонких поперечных штрихов с частотой 10 или 200 гц отметчиком времени или при помощи одного из гальванометров от элемента питания через контактные часы.

Осциллограф Н-700, снабженный гальванометрами ГБ-Ш-3, в сочетании с ВЭГИКАми обеспечивает измерение амплитуд колебаний от 1 микрона до 2 мм в диапазоне частот от 1,5 до 50-70 гц. Наибольшее увеличение осциллографа Н-700 с гальванометрами ГБ-Ш-3 равно 1200-1500 при постоянном оптическом плече 272 мм и при частоте записываемых колебаний более 2 гц.

Для уменьшения регистрируемых осциллографом процессов в 2,5,10,20, 50 и 100 раз применяется аттенюатор, представляющий собой набор Г-образных четырехполюсников, т.е. некоторых комбинаций сопротивлений.

В комплект установки кроме осциллографа Н-700, вибродатчиков ВЭГИК и аттенюатора входят: контактные часы, трансформатор и выпрямитель.

Простейшие приборы –частотомеры и амплитудомеры из–за малой точности измерения не могут быть рекомендованы для регистрации колебаний при определении характеристик машин. Комплексные измерительные установки, включающие, кроме регистрирующих приборов типа магнитографов, также определенный набор вспомогательных приборов, в том числе приборы для обработки и получения окончательных результатов здесь не приводятся вследствие их малого распространения в практике измерения колебаний.

УКАЗАТЕЛЬ

авторских свидетельств и патентов, относящихся к вопросам экспериментального определения характеристик машин

Динамические нагрузки

п.2.2.

1. Ривин Е.И., Скворцов Е.В. Способ измерения опорных реакций. Авторское свидетельство СССР № 232571. Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки. Официальный бюллетень, 1969, № 1.

2. Сысоев В.И. Стенд для вибрационных испытаний машин. Авторское свидетельство СССР № 171624. Бюллетень изобретений и товарных знаков, 1965, № 11.

3. C. Johnson . Прибор для измерения усилий. Патент США № 3354710. Официальный бюллетень патентного ведомства США, 28.XI.67.

4. C. Johnson, Прибор для измерения силы. Патент США № 3358502. Официальный бюллетень патентного ведомства США, 19.XII.67.

5. E.F.Seaeholz, Устройство для измерения усилия. Патент США № 3279246. Официальный бюллетень патентного ведомства США, 18.X.66.

п.2.3.

1. Дьяков В.Д., Петрожицкий А.А., Родзевич Н.В. Способ исследования динамических нагрузок в подшипниках качения. Авторское свидетельство СССР № 179068. Изобретения, промышленные образцы, товарные знаки. Официальный бюллетень, 1966, № 4.

2. Коритысский Я.И., Сучкова Р.И., Андреев И.Т., Егерман У.Ф. Силоизмеритель. Авторское свидетельство СССР № 230477. Изобретения, промышленные образцы, товарные знаки. Официальный бюллетень, 1968, № 34.

3. Щукин А.И. Устройство для измерения динами - ческих нагрузок. Авторское свидетельство СССР № 198732. Изобретения, промышленные образцы, товарные знаки. Официальный бюллетень, 1967, № 14.

4. G.Birkholtz, Устройство для измерения силы. Патент США № 3320802. Официальный бюллетень патентного ведомства США, 23.У.67.

5. O.Dahle, Прибор для измерения механических сил. Патент США № 3292429. Официальный бюллетень патентного ведомства США, 20.ХП.66.

6. G.H.Fathauer, Датчик нагрузки и весовая система. Патент США № 3263496. Официальный бюллетень патентного ведомства США, 2.УШ.66.

7. J.Grosvalter, Полупроводниковая система для измерения механических нагрузок. Патент США № 3355935. Официальный бюллетень патентного ведомст - ва США, 5.ХП.67.

Положение центра тяжести

п.4.2.

1. Васильев Ю.Н., Кохановская З.С., Подпорин Ю.П. Стенд для определения координат центра тяжести. Авторское свидетельство СССР № 232570. Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки. Официаль - ный бюллетень, 1969, № 1.

2. Минкин Е.М., Рябков М.Е., Сахно Е.Ф. Стенд для определения момента инерции и координат центра тяжести моделей судов. Авторское свидетельство СССР № 214176. Изобретения, промышленные образцы, товар - ные знаки. Официальный бюллетень, 1968, № 11.

3. Панфилов Н.А. Устройство для определения положения центра тяжести конструкций. Авторское свидетельство СССР № 246142. Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки. Официальный бюллетень, 1969, № 20.

4. Паперный М.А., Кундин Д.А., Лобанов Н.Н., Тахтович В.А., Лещинский П.М., Дымов А.Ф. Устройство для

подвешивания летательных аппаратов при определении координат центра тяжести. Авторское свидетельство СССР № 147829. Бюллетень изобретений и товарных знаков, 1962, № 11.

5. Сысоев В.И. Устройство для определения положения центра тяжести машины. Авторское свидетельство СССР № 212588. Изобретения, промышленные образцы, товарные знаки. Официальный бюллетень, 1968, № 9.

6. Трамбовский Л.Е., Щупак П.Л., Черепащук А.В. Стенд для определения координат центра тяжести и общего веса машин. Авторское свидетельство СССР № 227652. Изобретения, промышленные образцы, товарные знаки. Официальный бюллетень, 1968, № 30.

7. A.S. Campbell, Способ определения центра тяжести и устройство для этой цели. Патент США № 3388589. Официальный бюллетень патентного ведомства США, 18.У1.68.

8. J.W.Monrol Etal, Установочное устройство прибора определения центра тяжести. Патент США № 3320794. Официальный бюллетень патентного ведомства США, 23.У.67.

9. La Verne F. Wallace, Установка для измерения веса и положения центра тяжести образца. Патент США № 3290925. Официальный бюллетень патентного ведомства США, 23.У.67.

п.4.3.

1. Вассерман А.Л., Гроссман Н.Я., Мумзи Г.Ф., Шлемович Я.А., Окунь В.А., Соловей И.А., Ангели А.И., Довнер Г.М. Весоизмерительное устройство. Авторское свидетельство СССР № 200250. Изобретения, промышленные образцы, товарные знаки. Официальный бюллетень, 1967, № 16.

2. Златоверховников Л.Ф. Прибор для определения положения центра тяжести. Авторское свидетельство СССР № 198751. Изобретения, промышленные образцы, товарные знаки. Официальный бюллетень, 1967, № 14.

3. Скотников В.А. Устройство для определения веса и координат центра тяжести машин. Авторское свидетельство СССР № 200856. Изобретения, промышленные образцы, товарные знаки. Официальный бюллетень, 1967, № 17.

п.4.4.

1. Домбровский Г.Ф. Прибор для определения центра тяжести тел неправильной геометрической формы. Авторское свидетельство СССР № 80915. Бюллетень изобретений и товарных знаков, 1950, № 3.

2. J.W.Monrol Etal, Прибор для определения положения центра тяжести. Патент США № 3320795. Официальный бюллетень патентного ведомства США, 23.У.67.

п.4.5.

1. Сысоев В.И. Стенд для вибрационных испытаний машины. Авторское свидетельство СССР № 171624. Бюллетень изобретений и товарных знаков, 1965, № 11.

Моменты инерции

п.5.2.

1. Минкин Е.М., Рябков М.Е., Сахно Е.Ф. Стенд для определения момента инерции и координат центра тяжести моделей судов. Авторское свидетельство СССР № 214176. Изобретения, промышленные образцы, товарные знаки. Официальный бюллетень, 1968, № 11.

2. Сысоев В.И. Стенд для вибрационных испытаний машин. Авторское свидетельство СССР № 171624. Бюллетень изобретений и товарных знаков, 1965, № 11.

3. J.H.Conn, Испытательное приспособление для определения момента инерции тела. Патент США №3377845. Официальный бюллетень патентного ведомства США, 16.1У.68.

п.5.3.

1. Аксельрод З.М., Беляевский В.И., Коротков А.С., Ройзман В.И., Прибор для определения моментов инер -

ции деталей. Авторское свидетельство СССР № 238202. Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки. Официальный бюллетень, 1969, № 9.

2. Мирошниченко Г.П. Устройство для измерения момента инерции твердых тел. Авторское свидетельство СССР № 139858. Бюллетень изобретений и товарных знаков ков, 1961, № 14.

3. Семеняк Ю.А., Искандарян М.И. Устройство для определения экваториального момента инерции тел. Авторское свидетельство СССР № 148560. Бюллетень изобретений и товарных знаков, 1962, № 13.

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

Предисловие 1

1. Характеристики машин, необходимые для расчета строительных конструкций и виброизоляции..... 2

2. Экспериментальное определение динамических нагрузок..... 5

3. Экспериментальное определение скорости убывания числа оборотов главного вала машины при остановке..... 6

4. Экспериментальное определение положения центра тяжести..... 8

5. Экспериментальное определение моментов инерции..... 10

6. Пути уменьшения динамических нагрузок..... 10

Приложение 1. Рекомендации по определению динамических нагрузок..... 13

Приложение 2. Рекомендации по определению скорости убывания числа оборотов главного вала машины при остановке..... 26

Приложение 3. Рекомендации по определению положения центра тяжести..... 28

Приложение 4. Рекомендации по определению моментов инерции методом упругих опор..... 36

Приложение 5. Аппаратура для определения динамических характеристик машин..... 38

Приложение 6. Указатель авторских свидетельств и патентов, относящихся к вопросам экспериментального определения характеристик машин..... 43

Ордена Трудового Красного Знамени
ЦНИИ строительных конструкций им.В.А.Кучеренко

Рекомендации по экспериментальному определению динамических характеристик машин предприятиями машиностроительной промышленности

Л-42228 подп.к печ. 4/9-72г. Заказ №994
Бумага 60х90 1/16 Тираж 500 экз. Цена 0-25коп.
gost.e-ecolog.ru
твенные экспериментальные мастерские
ЦИНИС Госстроя СССР