

О НЕКОТОРЫХ ВОПРОСАХ ДИНАМИКИ ПНЕВМОПРИВОДА (ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ПОРОДОПОГРУЗОЧНЫМ МАШИНАМ)

1. Критика метода динамического расчета пневмопривода, применяемого для погрузочных машин

В. Д. Зиневич

Вопросы кинематики и динамики лопаты погрузочных машин представлены несколькими работами отечественной технической литературы [1, 2, 3, 5] и мало существенными иностранными работами [9, 10, 11].

Среди них наибольший интерес представляют статьи С. Г. Калмыкова, который сравнил кинематику и динамику трех типов катящихся рукоятей (лопат), определил усилие в цепи рукояти и мощность, потребляемую погрузочными машинами, и К. А. Лоханина, обосновавшего конструктивные изменения в погрузочной машине, связанные с заменой пневматических двигателей электрическими. Одновременно К. А. Лоханин рассмотрел кинематику и динамику лопаты [5].

Исходным пунктом этих теоретических исследований является независимость числа оборотов вала двигателя от нагрузки во время движения лопаты. Результатом такого упрощения, которое заставляет отвлечься от существующей у любого двигателя взаимосвязи между нагрузкой и числом оборотов, является огромная погрешность расчетов.

В результате расчета К. А. Лоханин заключает, что пневмодвигатель ДР-10 должен создать крутящий момент — свыше 732 кгм на 10% длины беговой дорожки лопаты и свыше 40 кгм на 35%. В действительности же пусковой момент двигателя ДР-10 равен 20 кгм (номинальный 14 кгм), а двигателя КТСВ 110/775 — 40 кгм. Именно эти двигатели устанавливаются в качестве привода погрузочных машин ПМЛ-5 и ЭПМ-1. Понимая, что подобные расчеты далеки от правильного отражения действительности, К. А. Лоханин вносит поправки методом последовательного приближения, но громоздкость расчетов таких поправок велика, поэтому они не опубликованы.

Несмотря на существенные недостатки методики, К. А. Лоханин, к сожалению, рекомендует использовать эту методику при конструировании погрузочных машин с катящейся рукоятью.

Калмыков С. Г. ограничивал свое исследование определением ускорений центров тяжести лопаты и груза, но если по итогам этого исследования определить крутящий момент на валу двигателя, то это и будут результаты, к которым пришел К. А. Лоханин. В действительности ни электродвигатель, ни пневмодвигатель при изменении нагрузки

(крутящего момента на валу) не могут сохранять неизменной угловую скорость вала.

По сравнению с пневмодвигателями электродвигатели менее чувствительны к изменению нагрузки. Несмотря на это, общепринятый метод расчета динамики электропривода исходит из изменения угловой скорости электродвигателя при изменении крутящего момента на валу [7].

Постоянство угловой скорости, допущенное С. Г. Калмыковым, может быть оправдано целями его исследования, не идущими далее сравнительной оценки рассмотренных им машин.

Однако в расчетах технико-экономических показателей погрузочных машин такие упрощения не должны иметь места, так как они приводят к необходимости вводить излишние запасы при конструировании. Поэтому задача учета действительной характеристики двигателя при исследовании динамики электрического привода, и особенно пневматического, является весьма актуальной.

2. Новый графо-аналитический метод исследования динамики привода

(обоснование и последовательность расчета)

Кинематическая цепь пневмопривода лопаты породопогрузочной машины (типа ПМЛ-5) имеет ведущим звеном вал двигателя, который зубчатой передачей, понижающей скорость, соединяется с бобиной. Бобина с помощью пластинчатой цепи может перемещать лопату. Лопата, перекатываясь по беговой дорожке, совершает сложное плоское движение. Остальные звенья, кроме цепи, имеют только вращательное движение (если не принимать во внимание кинематики двигателя).

В общем случае вопросы динамики кинематических цепей упрощаются, если оперировать с приведенными силами и массами, а в качестве звена приведения выбрать звено простого движения — поступательного либо вращательного [6]. Поэтому, не рассматривая взаимодействия сил на лопате, которая совершает сложное плоское движение, приведем все силы и массы к бобине, совершающей вращение вокруг оси.

Выбор звена приведения остановим на бобине, а не на валу двигателя, так как за период подъема лопаты бобина делает поворот лишь на 3—4 оборота, а вал двигателя на 30—35 оборотов. При этом для разметки траекторий звено приведения потребует повернуть на меньшее число оборотов, что обеспечит большую простоту графических построений. Вследствие наличия у звена приведения вращательного движения приведение сил даст в итоге приведенный крутящий момент, а приведение масс — приведенный момент инерции.

Рассмотрим ход приведения сил. При работе привода происходит взаимодействие движущих сил, развиваемых двигателем, и сил сопротивления, основными из которых являются полезные силы отрыва породы и силы тяжести лопаты с грузом.

В виде крутящих моментов передаются на бобину движущие силы со стороны редуктора, а силы сопротивления — со стороны цепи. Крутящие моменты — движущие и сопротивления — противоположны по направлению и претерпевают изменение вследствие различных причин. Крутящий момент движущих сил M_d изменяется в функции угловой скорости бобины ω

$$M_d = f_1(\omega). \quad (1)$$

Крутящий момент сил сопротивления M_c изменяется в функции положения лопаты на беговой дорожке, т. е. в итоге в функции поворота бобины φ

$$M_c = f_2(\varphi). \quad (2)$$

Поэтому определение M_d и M_c необходимо производить отдельно. Определение движущего момента на валу бобины

$$M_d = M_{дв} i \eta, \quad (3)$$

где $M_{дв}$ — момент на валу двигателя, зависящий от угловой скорости вала;

i — передаточное число редуктора;

η — коэффициент полезного действия редуктора.

M_d легко представить в виде графика зависимости от угловой скорости бобины

$$\omega = \frac{2\pi n}{60i}, \quad (4)$$

где n — угловая скорость вала двигателя, об/мин.

Определение момента сопротивления на валу бобины

$$M_c = \frac{P_k \Delta S_k + G_{гд} \Delta y_{гд}}{\Delta \varphi_i \eta_l}, \quad (5)$$

где P_k — усилие на кромке ковша;

$\Delta \varphi_i$ — приращение угла поворота бобины;

ΔS_k — приращение пути кромки ковша, соответствующее $\Delta \varphi_i$;

$\Delta y_{гд}$ — проекция на вертикаль приращения пути центра тяжести грузовой лопаты, соответствующего $\Delta \varphi_i$;

$G_{гд}$ — вес лопаты с грузом;

η_l — коэффициент полезного действия лопаты с тяговой цепью.

Вычисление M_c следует производить, разметив траектории центра тяжести грузовой лопаты и кромки ковша. Для этого произвольно задаются либо укорочениями тяговой цепи Δl_6 , вызванными навивкой на бобину на радиусе r , либо приращениями угла поворота бобины

$$\Delta \varphi_i = \frac{\Delta l_6}{r_i}$$

По исследованию А. Д. Костылева, сопротивление отрыва или зачерпывания имеет наибольшее значение в первоначальный момент и при увеличении угла поворота лопаты резко падает по кривой вида гиперболы [6]. Эти максимальные зачерпывающие усилия, соответствующие моменту начала поворота ковша в вертикальной плоскости, значительно (на 50—70%) больше усилий внедрения на той глубине, при которой начинается поворот ковша. По этим замечаниям можно оценить с достаточной для инженерных расчетов точностью величину P_k если усилие внедрения считать равным максимальному напорному усилию погрузочной машины, либо определить это усилие внедрения по формулам А. Д. Костылева.

В результате M_c можно представить в виде графика зависимости от угла поворота бобины φ .

Получение приведенного момента инерции, как и крутящего момента, осуществляется по двум направлениям — со стороны двигателя и редуктора и со стороны лопаты с грузом.

Определение приведенного момента инерции двигателя с редуктором. Приведенный момент инерции двигателя и редуктора J_p практически может считаться постоянным вследствие постоянства центров вращающихся масс, постоянства передаточного отношения редуктора и высокой уравновешенности двигателя

$$J_p = \sum_1^n J_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_6} \right)^2 \quad (6)$$

где J_i — момент инерции вращающейся детали привода относительно оси вращения;

ω_i — угловая скорость вращающейся детали;

ω_6 — угловая скорость бобины.

Практически можно считать J_p величиной постоянной.

Определение приведенного момента инерции лопаты. Приведенный момент инерции лопаты с грузом, вследствие изменения отношения скоростей центра тяжести лопаты и бобины, является величиной переменной и определяется по законам механики

$$J = \frac{G_{г\lambda}}{g} \left(\frac{v_{г\lambda}}{\omega_6} \right)^2 + J_{г\lambda} \left(\frac{\omega_{г\lambda}}{\omega_6} \right)^2 \quad (7)$$

где $v_{г\lambda}$ — мгновенная скорость центра тяжести лопаты с грузом;

g — ускорение силы тяжести;

$\omega_{г\lambda}$ — угловая скорость лопаты;

$J_{г\lambda}$ — момент инерции лопаты с грузом относительно центра ее тяжести.

Имея разметку траекторий, отношение угловой скорости лопаты и бобины можно определить следующим образом:

$$\frac{\omega_{г\lambda}}{\omega_6} \approx \frac{\Delta l_{г\lambda}}{r_{г\lambda} \Delta \varphi} \quad (8)$$

т. е. заменяя отношение угловых скоростей отношением приращений углов поворота за один и тот же промежуток времени. В результате l можно представить графиком зависимости от угла поворота бобины φ .

Таким образом, приведение сил и масс вполне осуществимо с точностью, удовлетворяющей инженерным расчетам.

Рассмотрим возможность решения основного уравнения динамики применительно к бобине как к звену приведения.

Вращение бобины определяется взаимодействием приведенных к ней моментов: движущего M_d и сопротивления M_c

$$M_d - M_c = J_0 \varepsilon, \quad (9)$$

где ε — угловое ускорение бобины, $\varepsilon = \ddot{\varphi} = \frac{d^2 \varphi}{dt^2}$;

$$J_0 = J_p + J.$$

В общем случае решение уравнения (9) относительно ε и интегрирование по времени приводят к установлению угловой скорости и угла поворота бобины. Однако точное решение затруднительно, так как

$$M_d = f_1 \left(\frac{d\varphi}{dt} \right) \text{ [из уравнений (1) и (3)],}$$

$$M_c = f_2(\varphi) \text{ [из уравнений (2) и (5)],}$$

$$I_0 = f_3(\varphi) \text{ [из уравнений (6) и (7)].}$$

Следовательно, необходимо решить дифференциальное уравнение

$$f_1\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) - f_2(\varphi) = f_3(\varphi) \frac{d^2\varphi}{dt^2}, \quad (10)$$

где зависимости (3), (5) и (7) в рассматриваемом случае выражены графически или таблично.

Для инженерных расчетов можно рекомендовать следующий графический метод приближенного решения уравнения (9) или (10).

Полагаем, что практически в уравнении (9) все величины можно принять постоянными в течение небольшого промежутка времени и равными своему среднему значению за этот промежуток времени Δt_i .

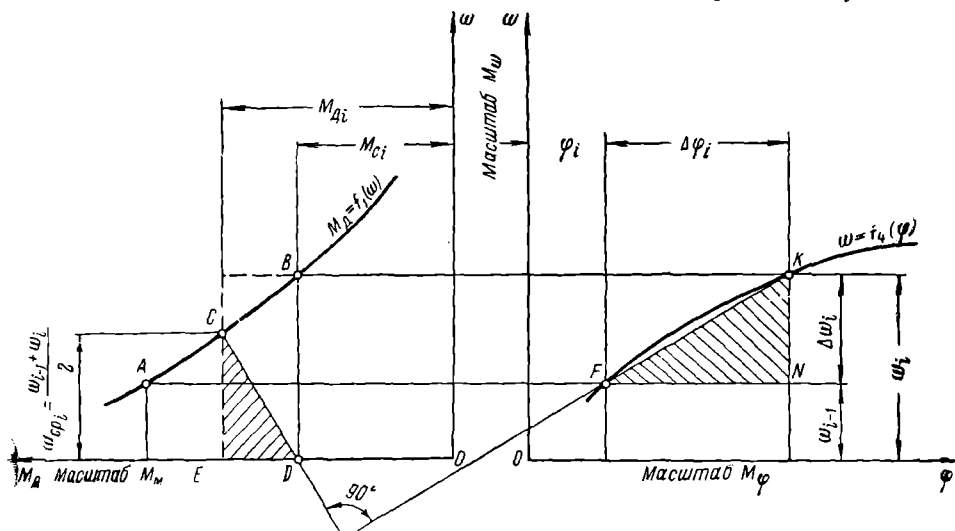


Рис. 1. Взаимосвязь диаграмм: момент движущих сил M_d , угловая скорость ω и угол поворота φ

Тогда

$$\Delta t_i = \frac{\Delta \varphi_i}{\omega_{ср i}}, \quad (11)$$

$$\epsilon_i = \frac{\Delta \omega_i}{\Delta t_i}, \quad (12)$$

где $\omega_{ср i}$ — средняя угловая скорость бобины за время Δt_i .

Подставим правые части равенств (11) и (12) в уравнение (9) и, сделав элементарные преобразования, получим

$$\frac{M_{d i} - M_{c i}}{\omega_{ср i}} = \frac{\Delta \omega_i}{\Delta \varphi_i \frac{1}{J_i}} \quad (13)$$

В пропорции (13) известными можно считать крайние члены $M_{d i} - M_{c i}$ и $\Delta \varphi_i \frac{1}{J_i}$. Решение пропорции с двумя неизвестными может быть найдено методом подбора, который очень упрощается при использовании диаграмм $M_d - \omega - \varphi$ (рис. 1, 2). Оси ω направлены вверх, ось M_d — влево, ось φ — вправо, и в этих системах координат предположим наличие уже построенных диаграмм. Рассматривая какой-либо промежуток времени Δt_i , отметим соответствующее приращение угла

поворота бобины $\Delta\varphi_i$, а также связанное с этим приращение угловой скорости бобины $\Delta\omega_i$ по диаграмме $\omega - \varphi$ и получим треугольник FKN . На диаграмме $M_d - \omega$ отметим соответствующее $\Delta\omega_i$ значение средней угловой скорости ω_{cp_i} и значение среднего движущего момента M_{d_i}

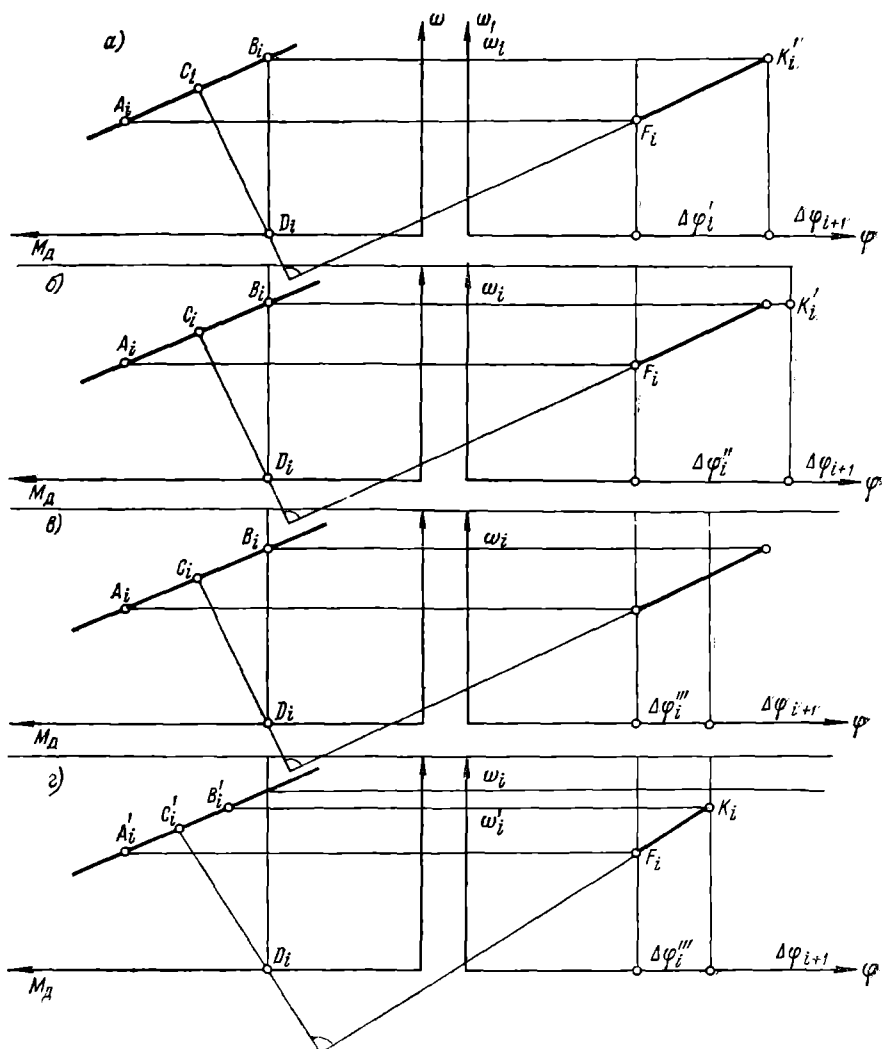


Рис. 2. Проверка принятого значения угловой скорости ω_i и ω_i
 а — точка K_i' на границе $\Delta\varphi_i'$ и $\Delta\varphi_{i+1}$; б — точка K_i'' в промежутке $\Delta\varphi_i''$; в — точка K_i''' в промежутке $\Delta\varphi_{i+1}$; г — точка K_i определена второй попыткой на границе $\Delta\varphi_i'''$ и $\Delta\varphi_{i+1}'''$

а на оси M_d отложим среднюю величину момента сопротивления M_{c_i} за приращение угла поворота $\Delta\varphi_i$ и получим треугольник CDE .

Если масштаб угловой скорости, одинаковый для обеих диаграмм, обозначить M_ω , то

$$\omega_{cp_i} = CEM_\omega,$$

$$\Delta\omega_i = KNM_\omega.$$

Если масштаб моментов обозначить M_m , а масштаб пути M_φ , то

$$M_{d_i} - M_{c_i} = DEM_m, \quad \Delta\varphi_i = FNM_\varphi.$$

Подставив в пропорцию (13) правые части этих равенств, получим

$$\frac{DEM_m}{CEM_\omega} = \frac{KNM_\omega}{FNM_\varphi \frac{1}{J_i}}. \quad (14)$$

Построение диаграммы $M_d - \omega$ всегда возможно при наличии механической характеристики двигателя. Построив ее, путем последовательного приближения можно построить точки на диаграмме $\omega - \varphi$, если треугольники FKN и CDE будут подобны. Поэтому вводим условие подобия треугольников на диаграммах.

Подобные треугольники, повернутые один относительно другого на угол 90° , имеют

$$CD \perp FK, \quad \frac{DE}{CE} = \frac{KN}{FN}.$$

Сделав в соответствии с этим сокращение в пропорции (14), получим

$$\frac{M_m}{M_\omega} = \frac{M_\omega}{M_\varphi \frac{1}{J_i}} \quad (14')$$

Равенство (14') свидетельствует о том, что масштабы диаграмм нельзя выбирать произвольно. Так как вначале строится диаграмма $M_d - \omega$, то масштаб угла поворота M_φ оказывается связанным с масштабами моментов M_m и угловой скорости M_ω и, кроме того, с моментом инерции J_i , значение которого принято постоянным лишь в пределах $\Delta\varphi_i$. Следовательно, для каждого приращения угла поворота $\Delta\varphi_i$ масштаб M_{φ_i} будет принимать свое значение, вычисленное в зависимости от J_i

$$M_{\varphi_i} = \frac{M_\omega^2}{M_m} J_i, \quad (15)$$

и диаграмма $\omega - \varphi$ будет строиться в масштабе M_{φ_i} , меняющем свою величину на границах $\Delta\varphi_i$, а в промежутке $\Delta\varphi_i$ остающемся постоянным.

Изложенное приводит к необходимости придерживаться следующего порядка графического приближенного решения уравнения вращения бобины (9). Предварительно разметкой траекторий лопаты в зависимости от поворота бобины и вычислением по формулам (5), (6), (7) получается ряд последовательных значений M_c и J в функции φ .

1. Строится диаграмма $M_d - \omega$ на основании формул (3) и (4), при этом масштабы M_ω и M_m выбираются произвольно. Ось ω направляется вертикально.

2. Определяются масштабы приращений угла поворота бобины M_{φ_i} и с их помощью размечается ось φ для диаграммы $\omega - \varphi$. Для этого под осью φ удобно иметь табличку, как на рис. 3, 4.

3. Путем графического подбора строятся точки диаграммы $\omega - \varphi$, лежащие на границах приращений угла поворота $\Delta\varphi_i$ и $\Delta\varphi_{i+1}$. Для построения необходимо:

а) иметь точку диаграммы $\omega - \varphi$ на границе $\Delta\varphi_i$ с предыдущим приращением $\Delta\varphi_{i-1}$ (в начале диаграммы эта точка соответствует началу координат);

б) нанести на оси M_d полюс, координата которого равна среднему значению момента сопротивления M_{c_i} на приращении угла поворота $\Delta\varphi_i$ (точка D_i);

в) принять искомое значение угловой скорости на границе $\Delta\varphi_i$ и $\Delta\varphi_{i+1}$ как $\omega = \omega_i$, соответствующее на диаграмме $M_d - \omega$ значению $M_d = M_{c_i}$ (точка B_i);

г) проверить справедливость принятого значения ω_i , для этого провести горизонталь $\omega = \omega_i$ и построить на ней точку K_i ; точка K_i находится на пересечении с горизонтальной, перпендикулярна лучу, проходящему через полюс M_{c_i} из точки C_i на диаграмме $M_d - \omega$, отвечающей значению

$$\omega_{cp} = \frac{\omega_{i-1} + \omega_i}{2}$$

Точка K_i может занять одно из трех положений (см. рис. 2).

Первое положение: на границе $\Delta\varphi_i$ и $\Delta\varphi_{i+1}$. Это подтверждает справедливость принятого значения ω_i , так как взаимодействие момента сопротивления M_{c_i} и взятого на пробу момента движущего M_{d_i} (соответствующего ω_{cp_i}) при

данном моменте инерции J_i , действительно, в конце приращения угла $\Delta\varphi_i$ доводит угловую скорость до значения $\omega = \omega_i$.

Второе положение: в промежутке $\Delta\varphi_i$. Это также подтверждает справедливость принятого значения ω_i , так как взаимодействие момента сопротивления M_{c_i} и наименьшего, взятого на пробу, момента движущего M_{d_i} (соответствующего ω_{cp_i}), при данном моменте инерции J_i , еще до конца приращения угла поворота $\Delta\varphi_i$ приведет к установлению равновесной угловой скорости $\omega = \omega_i$.

Третье положение: в промежутке $\Delta\varphi_{i+1}$. Это указывает на слишком большую величину ω_i , принятую для пробы, так как взаимодействие момента сопротивления M_{c_i} и наименьшего, взятого на пробу, момента движущего M_{d_i} (соответствующего $\omega_{cp_i} = \frac{\omega_{i-1} + \omega_i}{2}$) при данном моменте инерции J_i требует угла приращения большего, чем $\Delta\varphi_i$, для достижения угловой скоростью значения $\omega = \omega_i$.

Необходимо повторить испытание, задавшись меньшим значением угловой скорости и соответственно большим значением движущего момента. Теперь справедливость принятого будет подтверждаться лишь одним положением точки K_i на границе $\Delta\varphi_i$ и $\Delta\varphi_{i+1}$. Точность расчета повышается при уменьшении выбираемых приращений угла поворота бобины $\Delta\varphi_i$. Диаграммы удобнее строить на миллиметровке.

Диаграмма $\omega - \varphi$, имеющая разные масштабы на участках $\Delta\varphi_i$, может быть легко приведена к масштабу, единому по всей оси φ (рис. 4).

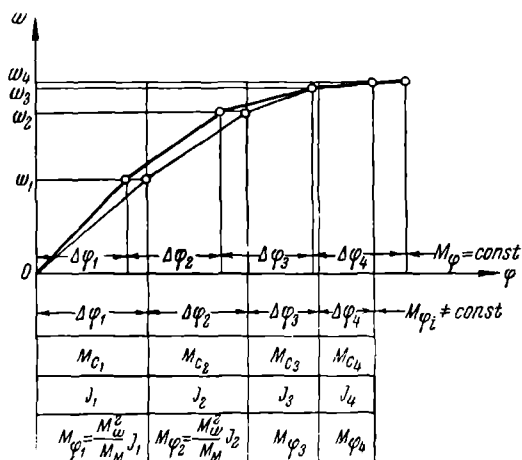


Рис. 4. Преобразование диаграммы угловых скоростей к единому масштабу угла поворота

Геометрическая интерпретация метода подобных треугольников при приближенном решении дифференциального уравнения типа (10) дана на рис. 3. В настоящее время, насколько можно судить по опубликованным материалам [8], графический метод приближенного решения дифференциального уравнения используется для тяговых расчетов на железнодорожном транспорте. Однако дифференциальное уравнение поступательного движения поезда имеет вид

$$\frac{d^2S}{dt^2} = f_1\left(\frac{dS}{dt}\right) - f_2\left(\frac{dS}{dt}\right) - f_3\left(\frac{dS}{dt}\right) \pm C, \quad (16)$$

где f_1 — сила тяги, являющаяся функцией скорости;
 f_2 — сила сопротивления поезда, также являющаяся функцией скорости;
 f_3 — тормозная сила, зависящая от скорости;
 C — характеристика железнодорожного пути: уклон, подъем или эквивалентный уклон.

Уравнение (16) применительно к движению поезда решается сравнительно просто приближенным графическим методом, основанным также на подобии треугольников в диаграммах

$$(f_1 - f_2 - f_3 \pm C) - \frac{dS}{dt} \text{ и } \frac{dS}{dt} \text{ --- } S.$$

Постоянство массы поезда на перегоне позволяет применять масштаб пути, постоянный для всей диаграммы $\frac{dS}{dt} - S$.

Предложенный новый метод имеет некоторую аналогию с методом, применяющимся в более простых условиях при тяговых расчетах на железных дорогах, но позволяет решить вопросы динамики вращательного движения в иных условиях, когда приведенный момент инерции и момент сопротивления зависят не от скорости, а от угла поворота (от пути).

Применение рассмотренного графо-аналитического метода возможно при исследовании динамики материальных систем, характеризующихся дифференциальным уравнением (10), которое в частном случае отражает динамику погрузочных машин с катящейся рукоятью, погрузочных машин с шарнирной рукоятью и других машин циклического действия.

3. Пример расчета динамики пневмопривода погрузочной машины ПМЛ-5

Расчет погрузочной машины по новой методике был произведен в институте ВНИИГОРМЕТ с целью установления энергетических резервов пневмопривода и использования машины в наклонных выработках.

Исходными материалами служили чертежи ГИПРОНИКЕЛЯ на машину ПМЛ-5 с пневмодвигателем ДР-10 и акт сравнительных лабораторных и промышленных испытаний породопгрузочных машин на Тырны-Аузском комбинате в 1954 г. Условия работы следующие: горизонтальный путь, твердая, крупнокусковая порода, вес зачерпнутой породы 250 кг; давление сжатого воздуха — 5, 6 и 7 *ати* (различное давление принято для выяснения его влияния на производительность и расход сжатого воздуха).

Содержание расчета.

1. Методом статических моментов определены координаты центра тяжести лопаты с грузом.

2. Найден момент инерции лопаты с грузом относительно центра тяжести путем разбивки их на элементарные части $J_{гд} = 18 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2$.

3. Произведена разметка траекторий (рис. 5): а) точки касания цепи с бобиной; б) мгновенного центра вращения лопаты с грузом; в) центра тяжести лопаты с грузом; г) кромки ковша лопаты; д) точки касания лопаты с амортизатором. Для этого задавались приращения угла поворота бобины, дуги которых соответствовали длинам одного или нескольких звеньев тяговой цепи, и производилось перекачивание шаблона лопаты по беговой дорожке.

4. По формулам (5) и (7) в табл. 1 определены значения приведенного момента сопротивления на валу бобины и приведенного момента инерции лопаты с грузом, соответствующие значениям угла поворота бобины, принятым при разметке траекторий.

5. Найдена величина момента инерции редуктора с бобиной и тяговой цепью, приведенного к валу бобины, по формуле (6) $J_p = 0,363 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2$.

6. Составлена табличка значений момента сопротивления M_c и момента инерции лопаты с грузом и редуктора с бобиной и тяговой цепью J , приведенных к валу бобины, на соответствующих приращениях угла поворота бобины $\Delta\varphi$ (для определения масштаба по формуле (15) на участках $\Delta\varphi$ по оси φ диаграммы $M - \omega - \varphi$, рис. 6).

7. Выбраны масштабы M_m и M_ω и построена энергетическая часть диаграммы $M - \omega - \varphi$ (левая сторона $M - \omega$) рис. 6. При этом использованы данные испытаний в Тырны-Аузе пневмодвигателя ДР-10 с воздухопроводами, смонтированными для машины ПМЛ-5. Значения момента на валу пневмодвигателя при давлении 7 *ати* получены экстраполяцией.

Таблица

Расчет момента инерции груженной лопаты J и момента сопротивления M_c , приведенных к бобине

	$\Delta I_6, \text{ м}$		$\Delta I_{гд}, \text{ м}$	, м	$\Delta S_K, \text{ м}$	$P_K, \text{ кг}$	$J, \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2$	$M_c, \text{ кгм}$
79	0,025	0,48	0,012	0,012	0,042	1460	0,172	139,0
78	0,025	0,48	0,013	0,012	0,045	1100	0,200	131,0
77	0,025	0,48	0,014	0,012	0,045	900	0,232	105,0
76	0,025	0,48	0,014	0,012	0,044	750	0,227	89,0
75	0,025	0,48	0,012	0,011	0,045	600	0,164	75,0
74	0,025	0,416	0,014	0,011	0,040	500	0,304	69,0
73	0,025	0,368	0,012	0,011	0,042	400	0,276	69,0
72	0,025	0,347	0,013	0,012	0,042	300	0,347	62,0
71	0,025	0,338	0,012	0,010	0,035	200	0,303	42,0
70	0,025	0,325	0,013	0,012	0,038	100	0,372	38,0
69	0,100	1,283	0,050	0,040	0,158	70	0,318	36,0
65	0,125	1,600	0,070	0,065	0,300	50	0,351	34,2
63	0,125	1,600	0,072	0,065	—	0	0,343	27,6
55	0,100	1,250	0,065	0,056	—	0	0,406	30,5
51	0,100	0,980	0,070	0,058	—	0	0,727	40,5
47	0,100	0,970	0,074	0,056	—	0	0,747	39,5
43	0,100	0,970	0,083	0,058	—	0	0,939	41,0
39	0,100	0,954	0,076	0,048	—	0	0,771	34,4
35	0,100	0,954	0,080	0,046	—	0	0,831	33,0
31	0,100	0,910	0,090	0,044	—	0	1,116	33,0
27	0,100	0,814	0,096	0,043	—	0	1,517	36,2
23	0,100	0,769	0,115	0,046	—	0	2,330	41,0
19	0,100	0,769	0,155	0,060	—	0	4,260	53,2
15	0,100	0,769	0,245	0,065	—	0	12,320	58,0
11	0,050	0,384	0,265	0,054	—	0	32,680	96,0
В	0,030	0,231	0,140	0,012	—	0	24,535	35,4
Г	0,010	0,077	0,050	0,005	—	0	28,862	44,4

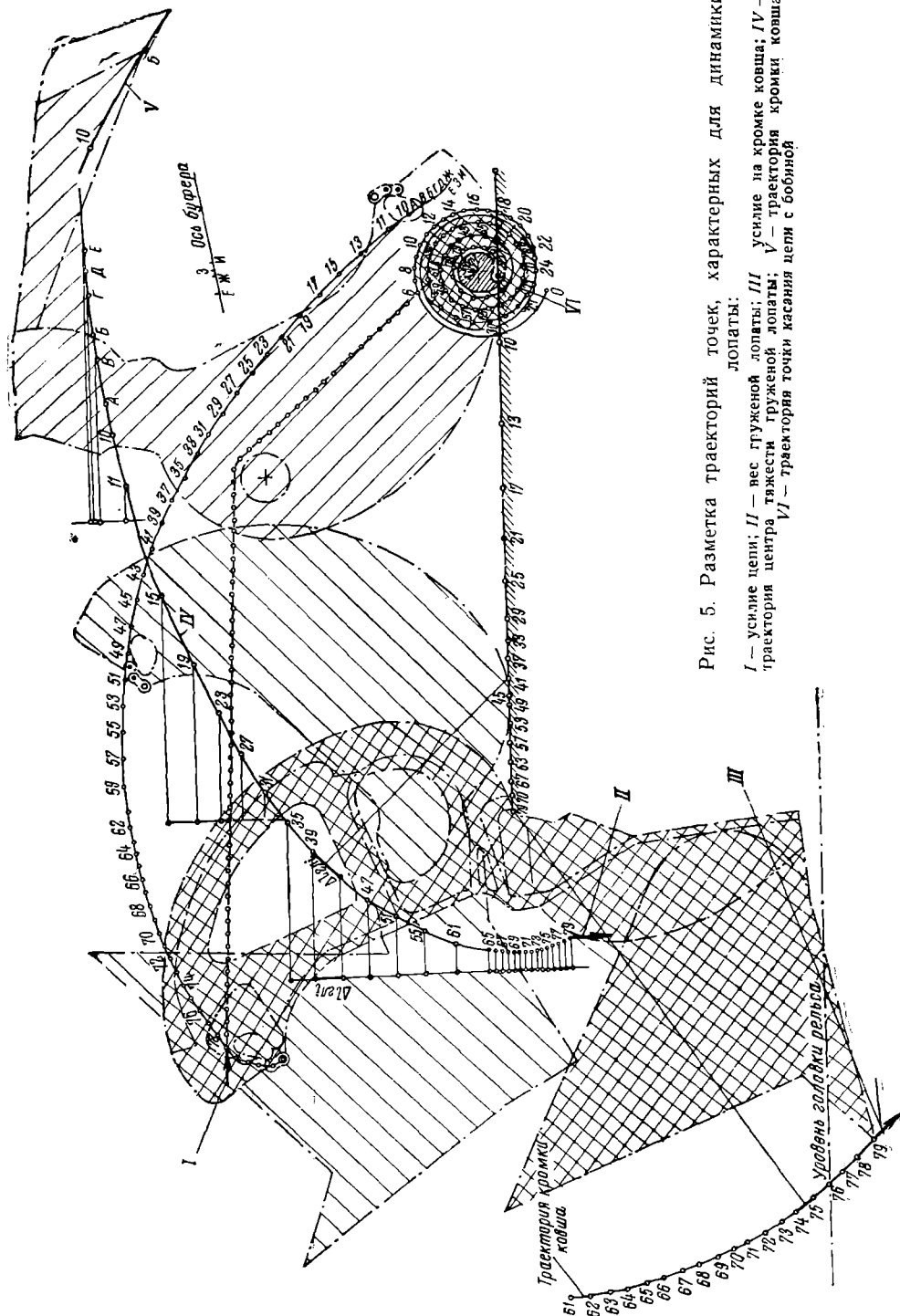


Рис. 5. Разметка траекторий точек, характерных для динамики лопаты:

I — усилие цепи; II — вес груженой лопаты; III — усилие на кромке ковша; IV — траектория центра тяжести груженой лопаты; V — траектория кромки ковша; VI — траектория точки касания цепи с бобиной

8. Построена кинематическая часть диаграммы $M - \omega - \varphi$ (правая сторона $\omega - \varphi$) рис. 6 способом, изложенным в предыдущем параграфе.

Последней операцией решена главная задача динамики пневмопривода погрузочных машин; получена зависимость между угловой скоростью и углом поворота бобины при известных массах и моментах инерций системы и действующих силах и моментах сил. Диаграмма $M - \omega - \varphi$ рис. 6 имеет три кривые, так как было принято три значения давления сжатого воздуха.

Опуская дальнейшее использование диаграммы для расчета времени цикла, потребности сжатого воздуха и других показателей, сопоставим наши значения скорости вращения n , момента на валу M и мощности двигателя N с полученными: а) в расчете К. А. Лоханина [5] для машины ПМЛ-5; б) при экспериментах с машиной ПМЛ-5 (двигатель МП-5) в институте Горного дела им. М. М. Федорова АН УССР аспирантом Н. Г. Верескуновым (табл. 2).

Таблица 2

Сравнение скорости вращения n , момента M и мощности N на валу двигателя, полученных расчетами и опытами

Номер соответствующих положений лопаты		По К. А. Лоханину			По Н. Г. Верескунову			По новому методу		
		n , об/мин	M , кгм	N , л. с.	n , об/мин	M , кгм	N , л. с.	n , об/мин	M , кгм	N , л. с.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
78	0	700	3,42	3,3	120	12	2,0	40	15,3	0,9
76	0	700	3,42	3,3	320	10,5	4,7	150	14,7	3,1
72	0	700	3,42	3,3	700	4,9	4,8	540	7,6	5,7
67	1	700	4,14	4,0	850	3,6	4,3	790	4,6	5,1
59	2	700	4,46	4,4	920	3,4	4,3	820	3,4	3,9
53	3	700	5,61	5,5	900	3,5	4,4	860	3,2	3,9
49	4	700	6,24	6,1	880	3,5	4,3	820	3,5	4,0
41	5	700	6,14	6,0	850	3,6	4,3	790	4,0	4,4
35	6	700	4,21	4,1	820	4,1	4,7	800	3,7	4,2
31	7	700	7,05	6,9	790	4,2	4,7	820	3,6	4,2
27	8	700	8,78	8,6	760	4,3	4,6	830	3,6	4,2
19	11	700	11,2	11,0	700	4,9	4,8	820	4,0	4,6
16	13	700	15,9	15,5	680	5,3	5,0	800	4,0	4,5
13	15	700	22,7	22,2	670	5,5	5,2	770	4,7	5,1
11	16	700	36,4	35,5	660	5,5	5,1	760	4,7	5,1
10	18	700	86,4	84,5	600	5,6	4,7	760	4,8	5,1
А	19	700	137	134	560	5,8	4,5	760	4,9	5,2
Б	20	700	257	251	530	6,0	4,4	750	5,0	5,2
Г	21	700	456	445	480	6,5	4,4	720	5,2	5,2
Е	22	700	756	740	450	6,9	4,4	700	5,4	5,3
Ж	23	700	732	715	—	—	—	—	—	—
Среднее значение		700	122	120	660	5,4	4,4	700	5,4	4,5

Примечания. В графах 1 и 2, несмотря на разное обозначение, указаны одни и те же действительные положения лопаты.

Цифры графы 4 выписаны из сводной таблицы К. С. Лоханина [7].

3. Графы 6, 7 заполнены на основании осциллограммы a (рис. 7).

4. Для заполнения граф 9 и 10 использована диаграмма рис. 6.

5. Графы 5, 8 и 11 рассчитаны по формуле $N = \frac{Mn}{716,2}$

Из табл. 2, а также сопоставления диаграммы рис. 6 и осциллограммы a рис. 7; где записана диаграмма $\omega - t$ (средняя кривая осцилло-

граммы), следует, что методика К. А. Лоханина приводит к результатам, не соответствующим действительности ни по характеру, ни по величине.

Новый графо-аналитический метод, имеющий одним из отправных пунктов характеристику двигателя, приводит к результатам, которые соответствуют действительности не только по характеру изменения n , M и N , но и по величине. Некоторые отклонения расчетных величин от полученных экспериментально вызваны, во-первых, тем, что эксперименты проводились с машиной ПМЛ-5, имеющей двигатель МП-5, а не ДР-10, как

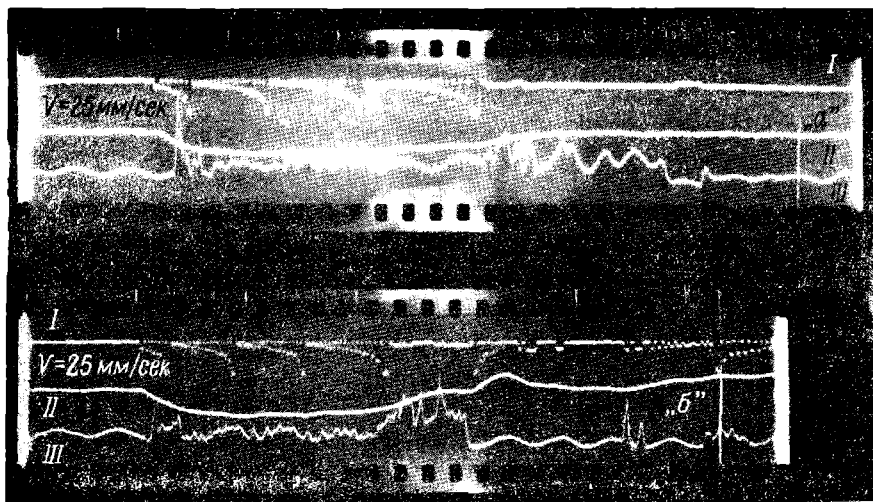


Рис. 7 Осциллограммы, записанные при испытании зачерпывающей части машины ПМЛ-5 с двигателем МП-5:

а — подъем; *б* — опускание ковша; *I* — угол поворота бобины, зигзаг соответствует 2π ; *II* — угловая скорость бобины, в 1 мм 27 об/мин; *III* — усилия в тяговой цепи, в 1 мм 140 кг

принято в расчете; во-вторых, действительные усилия зачерпывания могут отличаться от расчетных, так как последние являются наибольшими ожидаемыми при работе машины.

При промышленных испытаниях в Тырны-Аузе двигатель МП-5 развивал меньшую скорость в сравнении с ДР-10, что отразилось и на результатах наших расчетов.

Рассмотренный пример наглядно показывает как возможность, так и необходимость в инженерных расчетах динамики пневмопривода исходить из действительной механической характеристики двигателя, а не из постоянства скорости вращения вала двигателя, не имеющего места в действительности, если нагрузка переменна.

Л и т е р а т у р а

1. Демчаков А. С. Выбор типов погрузочных машин для шахт Кривбасса и технические условия на их изготовление. «Горный журнал», 1933, № 10—11.
2. Калмыков С. Г. Пневматическое и динамическое исследования зачерпывающего органа погрузочной машины с катящейся рукоятью. «Горный журнал», 1948, № 3.

3. Кондрахин П. М. Исследование зачерпывающего органа и автомата поворота платформы породопогрузочной машины ЭПМ-1. Автореферат. Харьков, 1953.
 4. Костылев А. Д. Исследование процесса черпания скальных пород с целью усовершенствования геометрии ковшей породопогрузочных машин. Автореферат. Новосибирск, 1954.
 5. Расчет и конструирование горных машин. Сборник статей под редакцией В. Топчиева. Углетехиздат, 1954.
 6. Энциклопедический справочник — Машиностроение, том. II
 7. Энциклопедический справочник — Машиностроение, том VIII.
 8. Энциклопедический справочник — Машиностроение, том XII.
 - Atlas air-operated mine loader. Colliery Eng., 1947, № 278, p. 130—1.
 - Pajot. Rev. Ind, Mineral. 1950. № 556, p. 437 — 42.
 - Fritzsche H. Zeitschr f. Erzbergben u. Metallhüttenwesen, 1953, № 6, S. 212 — 20.
-

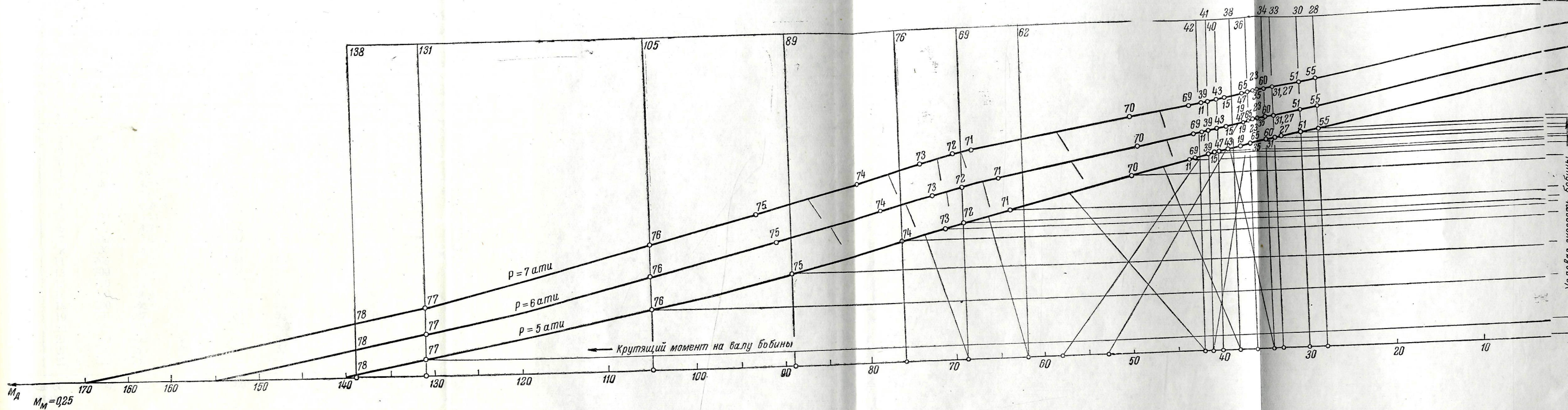
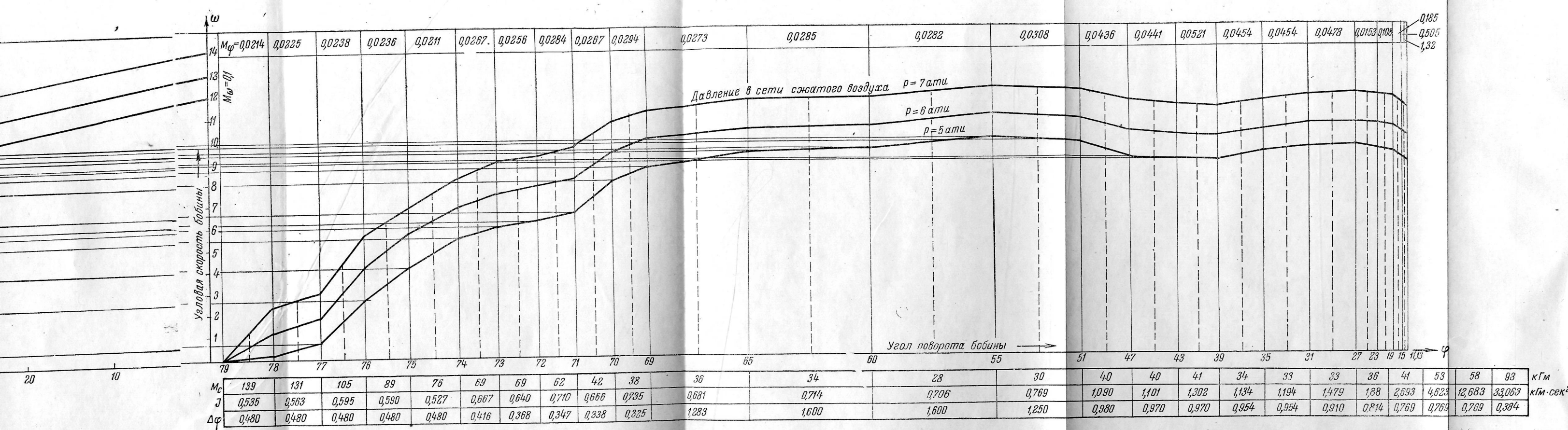


Рис. 6. Диаграмма: крутящий момент M_d — угловая скорость



ций момент M_d — угловая скорость ω — угол поворота φ