Тема 7

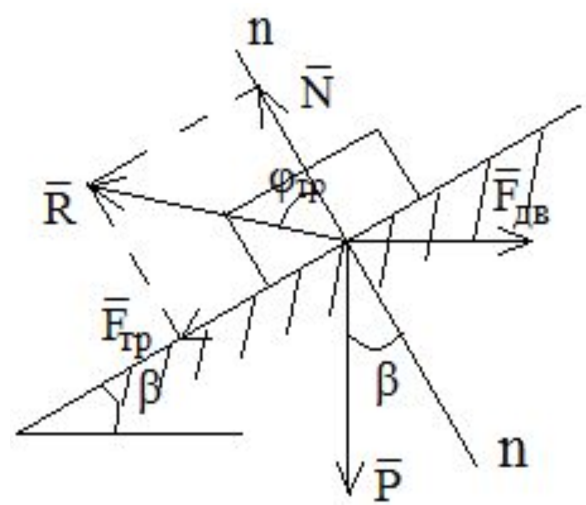
- **7.5. Трение в винтовой паре**

При рассмотрении трения в винтовой паре применяются следующие допущения:

1. Сила взаимодействия винта и гайки приложена на *среднем диаметре* резьбы;

2. Пространственная пара сводится к *плоской*, т. е. винтовая линия разворачивается на плоскость и рассматривается равновесие ползуна на наклонной плоскости.

Покажем внешние силы, действующие на ползун, находящийся на наклонной плоскости:



$\overline{F}_{дв}$ – движущая сила;

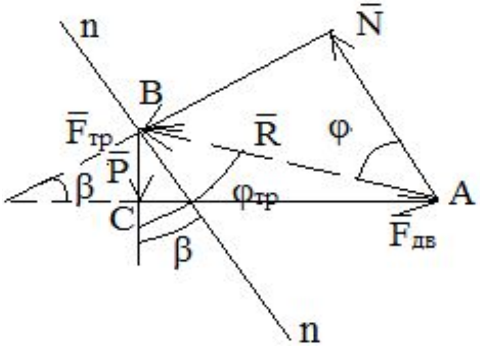
$\overline{P}$ –осевая сила;

$\overline{N}$ – нормальная реакция;

$\overline{F}_{тр}$ – сила трения;

$в$ – угол наклона винтовой линии.

Тема 7



- Уравнение равновесия:

$$\bar{F}_{дв} + \bar{P} + \bar{N} + \bar{F}_{тр} = 0.$$

Для определения $\bar{F}_{дв}$ строим план сил.

Из ΔABC: $F_{дв} = P\tan\left(\beta + \varphi_{тр}\right)$.

Определим момент внешних сил, необходимых для завинчивания гайки, т.е. при движении *вверх* по винтовой линии

$$M = F_1 \cdot r_1 = F_{дв} \cdot r = Pr \cdot \tan\left(\beta + \varphi_{тр}\right),$$

где F_1 – сила, приложенная к гайке; r_1 – радиус вписанной окружности гайки; r – средний радиус резьбы.

Если ползун будет двигаться по винтовой линии *вниз*, то сила трения $\bar{F}_{тр}$ будет направлена в противоположную сторону и вектор полной реакции $\bar{R}$ отклонится от нормали вправо на угол φ. Момент, необходимый для отвинчивания гайки будет равен

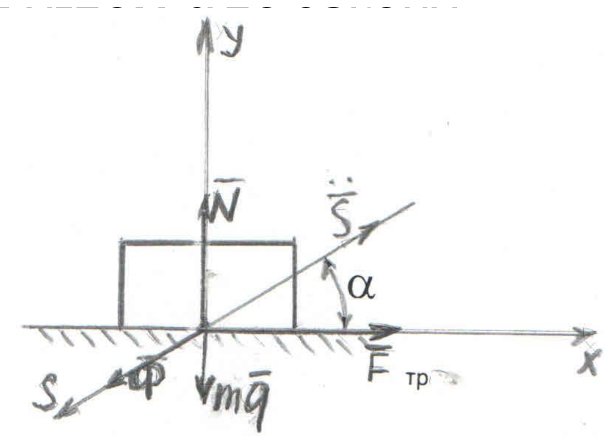
$$M = Pr \cdot \tan\left(\beta - \varphi_{тр}\right).$$

При $\beta \le \varphi_{тр}$, момент становится отрицательным, т.е. движение вниз по резьбе будет невозможно. Такой винтовой механизм называется *самотормозящимся*. Подобные механизмы нашли применение в *домкратах*.

Тема 7

7.6.Теоретические основы вибрационного перемещения

Вибрационное перемещение – среднее одностороннее направленное движение тел под действием периодических сил. На рис. показана расчетная схема для определения основных сил, действующих на тело, располагающееся на горизонтальной шероховатой поверхности, вибрирующей по



$$S = -\frac{\delta}{2}\cos\omega \cdot t, \qquad (1)$$

где *s* – перемещение; *δ* – размах колебаний;

ω – частота колебаний.

Сила инерции *Ф* определится выражением

$$Ф = -m \cdot a, \qquad (2)$$

где *m* – масса тела; *a* – ускорение движения.

Дифференцируя дважды (1) и подставляя ускорение в (2), получим

$$Ф = -m\frac{\delta}{2}\omega^2 \cos\omega \cdot t. \qquad (3)$$

Силу трения $F_{тр.}$ найдем, используя закон Кулона:

$$F_{тр.} = f_{тр.} \cdot N.$$

Тема 7

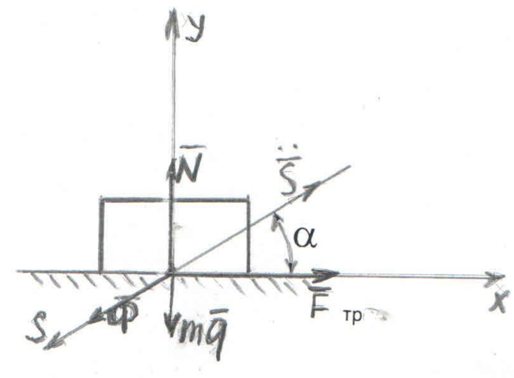
В последнем выражении *N* – сила нормального давления, которая определится из уравнения проекций всех сил на ось *y*. Уравнения движения:

$$m\ddot{x} = \Sigma x_i = F \quad - \quad \cdot\cos\alpha;$$

$$m\cdot\ddot{y} = \Sigma y_i = N - mg - \quad \sin\alpha.$$

(4)

(5)



где *g* – ускорение свободного падения;

$f_{тр.}$ – коэффициент трения скольжения;

α – угол бросания.

Сила трения в выражениях (4) и (5) будет переменной по величине и направлению

$$F_{тр.} = f\left(mg \quad m\frac{\delta\cdot\omega^2}{2}\cos\omega t\cdot \quad \sin\alpha\right).$$

(6)

Эта сила будет являться *движущей силой*, вызывающей вибрационное перемещение, т.е. проскальзывание тела по шероховатой поверхности либо вперед, либо назад в зависимости от соотношения между силами тяжести и инерции.

Введем горизонтальную амплитуду колебаний $A = \frac{\delta}{2}\cos\omega\cdot t.$ Тогда из выражения (4), с учетом (6), получим следующие возможные варианты относительного движения:

Тема 7

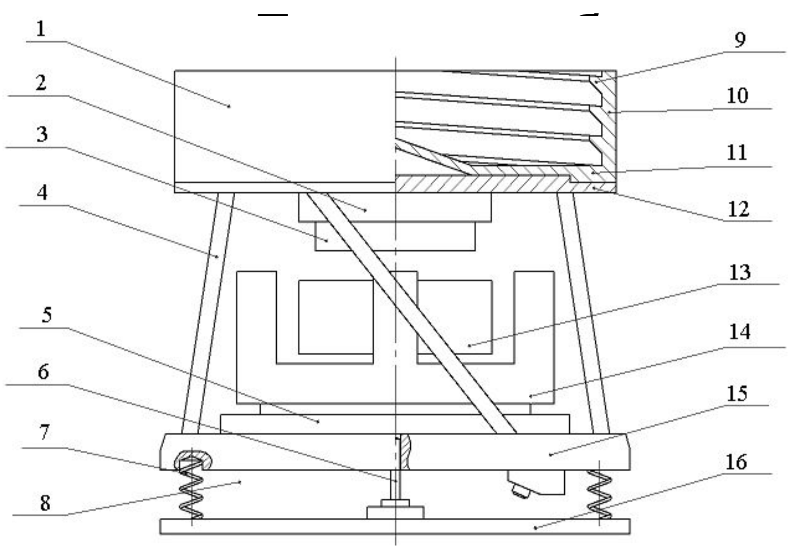
$$A = \frac{f \cdot g}{\omega^2 \left(1 + f \cdot tg\alpha\right)}$$ – граничное состояние между проскальзыванием и покоем;

$$A \le \frac{f \cdot g}{\omega^2 \left(1 + f \cdot tg\alpha\right)}$$ – тело будет двигаться вместе с плоскостью;

$$A \ge \frac{f \cdot g}{\omega^2 \left(1 + f \cdot tg\alpha\right)}$$ – проскальзывание, т.е. вибрационное перемещение.

При малых значениях амплитуды будет наблюдаться проскальзывание со скоростями V = 1–5 м/мин. При дальнейшем увеличении амплитуды возможно движение с подбрасыванием со скоростями V = 20–25 м/мин.

...ного перемещения находит широкое ...грузочных и транспортных устройствах.



1 – бункер; 2 – прокладка; 3 – якорь; 4 – подвеска; 5 – вибратор; 6 – ось; 7 – амортизатор; 9 – лоток; 10 – обечайка; 11 – конус; 12 – днище; 13 – катушка; 14 – сердечник; 15 –

Тема 7

7.7. Механический КПД механизмов и машин

Коэффициент полезного действия (КПД) − это безразмерная величина, характеризующая количество полезно используемой механизмом или машиной суммарной энергии.

В период установившегося движения соблюдается условие равенства работ движущих сил и сил сопротивлений

$$A_{дв} = A_c.$$

Работа сил сопротивления складывается из суммы сил *полезного* сопротивления, т. е. тех сил, для преодоления которых предназначен механизм или машина, и сил *вредного* сопротивления, к которым относятся силы трения, силы аэрогидродинамического сопротивления и т. д.

$$A_{дв} = A_{пс} + A_{тр}.$$

Количественно КПД определяется отношением работы сил полезного сопротивления к работе движущих сил

$$\eta = A_{пс} / A_{дв}.$$

Выразим работу сил полезного сопротивления

$$A_{пс} = A_{дв} - A_{тр}.$$

Тема 7

Тогда

$$\eta = A_{пс} / A_{дв} = (A_{дв} - A_{тр}) / A_{дв} = 1 - \psi,$$

где $\psi = A_{тр} / A_{дв}$ – коэффициент *потерь*, который показывает, какая часть работы движущих сил расходуется на преодоление непроизводственных сопротивлений.

Коэффициент полезного действия (КПД) механизма всегда меньше единицы, так как так как коэффициент потерь не может быть равен нулю из-за потерь механической энергии, вызванных наличием трения в кинематических парах

$$0 \leq \eta < 1.$$

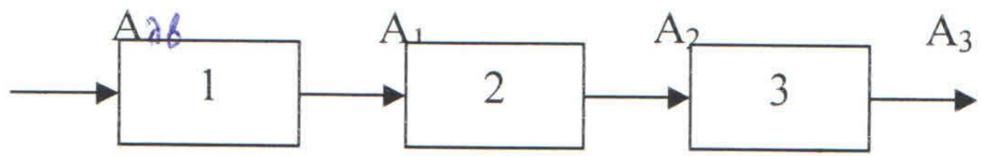
Чем ближе значение КПД к единице, тем меньше потери, следовательно, выше качество механизма или машины.

Каждая машина представляет собой комплекс механизмов, соединенных последовательно или параллельно. Поэтому общий КПД можно вычислить по отдельным ее элементам.

Тема 7

1. Последовательное соединение механизмов

Рассмотрим машину, состоящую из последовательно соединенных механизмов, условно обозначенных на схеме цифрами 1, 2 и 3.



Пусть к механизму *1* подводится работа величиной $A_{дв}$. На выходе получаем работу величиной A_1, которая подводится к механизму *2.* Таким образом, A_1 − работа сил полезного сопротивления *1*-го механизма и движущих сил *2*-го механизма; A_2 − работа сил полезного сопротивления *2*-го механизма и движущих сил *3*-го механизма; A_3 − работа сил полезного сопротивления машины. Величина работы на выходе всегда меньше, чем подведенная работа на входе ($A_1 < A_{дв}$, $A_2 < A_1$, $A_3 < A_2$), так как в каждом механизме имеются механические потери подведенной к нему работы.

Частные КПД механизмов: $\eta_1 = A_1 / A_{дв}$; $\eta_2 = A_2 / A_1$; $\eta_3 = A_3 / A_2$.

Общий КПД машины

$$\eta_{общ}^{посл} = \frac{A_3}{A_{дв}}. \qquad (1)$$

Тема 7

Найдем произведение частных КПД

$$\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = \frac{A_1}{A_{дв}} \cdot \frac{A_2}{A_1} \cdot \frac{A_3}{A_2} = \frac{A_3}{A_{дв}}. \qquad (2)$$

Сравнивая (1) и (2), можно сделать вывод, что они совпадают. Таким образом, *общий механический КПД машины, состоящей из последовательно соединенных механизмов, равен произведению их КПД:*

$$\eta_{общ}^{посл} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \ldots \cdot \eta_n .$$

Здесь *n* – число механизмов.

2. Параллельное соединение механизмов

Рассмотрим машину, состоящую из трех параллельно соединенных механизмов, условно обозначенных на с

Пусть к механизмам подводится работ

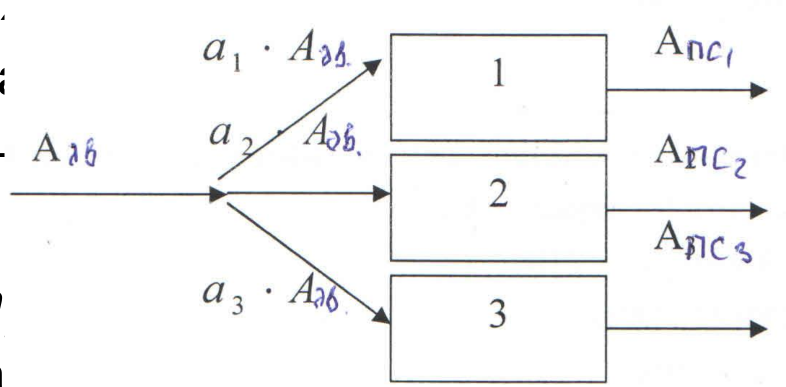
величиной $A_{дв}$, которая распределяется н

каждый механизм в разных долях,

определяемых коэффициентами a_1, a_2, a

каждый из которых меньше *1*, а их сумма

$a + a + a = 1$



Тема 7

Общий КПД машины

$$\eta_{общ}^{парал} = \frac{A_{ПС1} + A_{ПС2} + A_{ПС3}}{A_{дв}}. \qquad (3)$$

Так как $\eta_1 = \frac{A_{ПС1}}{a_1 \cdot A_{дв}}; \quad \eta_2 = \frac{A_{ПС2}}{a_2 \cdot A_{дв}}; \quad \eta_3 = \frac{A_{ПС3}}{a_3 \cdot A_{дв}};$

$$A_{ПС1} = \eta_1 \cdot A_{дв} \cdot a_1; \quad A_{ПС2} = \eta_2 \cdot A_{дв} \cdot a_2; \quad A_{ПС3} = \eta_3 \cdot A_{дв} \cdot a_3.$$

Подставив эти выражения в (3), получим

$$\eta_{общ}^{парал} = \frac{(\eta_1 \cdot a_1 + \eta_2 \cdot a_2 + \eta_3 \cdot a_3) \cdot A_{дв}}{A_{дв}} = \eta_1 \cdot a_1 + \eta_2 \cdot a_2 + \eta_3 \cdot a_3.$$

Отсюда следует, что *общий механический КПД машины при параллельном соединении механизмов равен сумме величин КПД каждого механизма, умноженных на коэффициенты долей работ, подводимых к механизмам*:

$$\eta_{общ}^{парал} = \eta_1 \cdot a_1 + \eta_2 \cdot a_2 + \ldots + \eta_n \cdot a_n.$$

Здесь $a_1 + a_2 + a_3 + \ldots + a_n = 1$.

Тема 7

Сравним варианты последовательного и параллельного соединения механизмов с точки зрения минимизации механических потерь в машине. Пусть величины КПД каждого механизма равны $\eta_1 = \eta_2 = \eta_3 = \eta$.

При этом коэффициенты, учитывающие доли распределения общей работы $A_{дв}$ между всеми механизмами, также равны:

$$a_1 = a_2 = a_3 = \frac{1}{3}.$$

Тогда

$$\eta_{общ}^{посл} = \eta^3, \qquad \eta_{общ}^{пар} = \eta.$$

Так как $\eta < 1$, то $\eta^3 < \eta$. Отсюда следует, что параллельное соединение механизмов в машине предпочтительнее с точки зрения уменьшения механических потерь.

Тема 8

Тема 8. Введение в динамику машин

8.1. Основные задачи и методы динамики машин

Динамика – это раздел дисциплины «Теории механизмов и машин», изучающий методы исследования движения механизмов и машин, происходящего под действием приложенных сил и моментов пар сил в функции времени.

В динамике машин решаются две основные задачи: *прямая* задача (задача *динамического анализа*), заключающаяся в определении законов движения рабочих органов механизмов и машин по заданным силам; *обратная* задача (задача *динамического синтеза*), состоящая в нахождении силовых воздействий, обеспечивающих воспроизведение заданных законов движения.

Кроме того, в процессе динамических исследований могут определяться *мощности*, необходимые для обеспечения заданного режима движения машины; проводиться сравнительная *оценка* механизмов и машин с учетом их механического *коэффициента полезного действия*; устанавливаться *законы движения ведущего звена* (например, колебания угловой скорости кривошипа за один оборот) под действием внешних сил, приложенных к звеньям механизма; а также решаться задачи динамической *балансировки*, *виброзащиты* и *виброизоляции* или подбора оптимальных соотношений между силами, массами и размерами звеньев механизмов.

Тема 8

Объектом изучения в динамике машин является *машинный агрегат*. В общем виде его можно представить как механическую систему, состоящую из трех основных частей: двигателя, передаточного механизма и исполнительного механизма. В ряде случаев в состав машинного агрегата входит и система управления.

В качестве основного метода динамического исследования механизмов и машин положен *закон сохранения энергии*, сформулированный М.В. Ломоносовым. Последний удобно записать в форме *теоремы об изменении кинетической энергии*: изменение кинетической энергии механизма на некотором перемещении равно разности работ движущих сил и сил сопротивления движению на этом перемещении

$$T - T_0 = A_{дв} - A_c,$$

где T_0 – кинетическая энергия в начале движения; T – кинетическая энергия в конце движения; $A_{дв}$ – работа движущих сил; A_c – работа сил сопротивления.

Приведенное равенство и будет *основным уравнением движения* механизма.

Наряду с этим уравнением и ранее применявшемся при силовом анализе механизмов принципом Даламбера, в динамике машин используются *уравнения Лагранжа* второго рода, уравнения *Аппеля*, принцип наименьшего принуждения *Гаусса* и другие уравнения и принципы, известные из теоретической механики.

Таким образом, зная силы, действующие в машине или механизме, нетрудно

Тема 8

Работа – это физическая величина, характеризующая преобразование энергии из одной формы в другую.

Элементарная работа *силы* выражается формулой

$$dA = F \cdot dS \cdot \cos\alpha,$$

где F – сила; dS – элементарная величина перемещения точки приложения силы; α – угол между направлениями силы и перемещения.

Элементарная работа *момента силы* выражается формулой

$$dA = M \cdot d\varphi,$$

где M – момент силы; $d\varphi$ – элементарный угол поворота.

Полная работа выражается формулами

$$A = \int dA = \int F \cos\alpha \, dS \text{ или } A = \int M \, d\varphi.$$

Мощность – это характеристика скорости изменения энергии, которая определяется как производная работы по времени.

$$N = \frac{dA}{dt} = \sum\left(F_i \cdot V_i \cdot \cos\alpha_i\right) + \sum\left(M_i \cdot {}_i\right)$$

где α_i – угол между направлениями векторов силы и скорости.

В случае действия постоянных сил используется значение *средней мощности* – это отношение совершенной работы к интервалу времени ее выполнения.

$$N = P \cdot V \cdot \cos\alpha \text{ или } N = M \cdot \omega.$$

Тема 8

Кинетическая энергия – это накопленная работа, совершаемая над механической системой с целью сообщения этой системе некоторого ускорения и принуждения совершать определенные движения с требуемой скоростью в необходимом направлении.

Для *i*-го звена, совершающего *сложное* движение (например, для шатуна кривошипно-ползунного механизма), кинетическую энергию можно выразить как сумму кинетических энергий поступательного движения со скоростью центра масс звена и вращательного движения вокруг оси, проходящей через центр масс и перпендикулярной плоскости движения

$$T_i = \frac{m_i \cdot V_{si}^2}{2} + \frac{I_{si} \cdot \omega_i^2}{2},$$

где m_i – масса *i*-ого звена; V_{si} – скорость центра масс *i*-ого звена; J_{si} – момент инерции *i*-ого звена относительно его центра масс; ω_i – угловая скорость *i*-ого звена; *r* – число звеньев, совершающих вращательное движение.

Для *всего механизма* кинетическая энергия равна сумме кинетических энергий всех звеньев

$$T = \sum_{i=1}^{n} T_i = \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{m_i \cdot V_{si}^2}{2} + \frac{I_{si} \cdot \omega_i^2}{2} \right),$$

где *n* – количество подвижных звеньев.

Тема 8

8.2. Выбор динамической модели машинного агрегата

Машинные агрегаты являются *сложными* многозвенными и многосвязными электромеханическими, пневмомеханическими и гидромеханическими системами. Полное описание всех аспектов динамического поведения его элементов и происходящих в нем динамических процессов не представляется возможным, как, кстати, и необходимым. В этой связи возникает необходимость абстрагирования от частных особенностей реального машинного агрегата и замены его некоторой *динамической моделью*.

Выбор той или иной динамической модели машинного агрегата определяется, прежде всего, характером исследуемых процессов: скоростью изменения выходных координат, частотным спектром действующих в машине активных сил и т. п. В значительной степени выбор адекватной модели является эвристической процедурой, основанной, в первую очередь, на опыте конструктора. С одной стороны, динамическая модель должна быть достаточно *простой*, чтобы обеспечить практическую осуществимость и эффективность решения задач динамики а, с другой стороны, достаточно *сложной*, чтобы гарантировать достоверность получаемых на её основе результатов.

Тема 8

Во всех случаях следует стремиться к использованию *наиболее простых* динамических моделей, адекватных исследуемым процессам. Усложнение моделей, не вызванное необходимостью, приводит к введению в расчет лишних параметров машинных агрегатов, которые также определяются неточно. Связанные с усложнением модели дополнительные ошибки зачастую перекрывают кажущееся уточнение расчета.

Наибольшее применение в динамике машин получила *одномассовая динамическая модель*, т.е. расчетная схема с одним звеном (*звеном приведения*), координата (и её производные) которого совпадают с обобщенной координатой (и её производными) механизма в любой момент времени.

Эта расчетная схема, при всей своей простоте, отражает многие характерные особенности поведения машинных агрегатов с *жесткими* звеньями. Учет *упругих свойств* звеньев приводит к необходимости применения более сложных двухмассовых и многомассовых расчетных схем.

Для получения динамических моделей машинных агрегатов используется метод *приведения сил и масс* к какому-либо звену

Тема 8

В качестве звена приведения целесообразно выбрать такое, которое не изменяет направление движения в пределах одного цикла работы механизма. В противном случаев приведенные силы и моменты будут достигать бесконечно больших величин. Таким звеном приведения может быть выбрано *ведущее* или *начальное* звено механизма, совершающее непрерывное вращательное или поступательное движения.

Для того, чтобы движение реального механизма или машины было эквивалентным движению динамической модели, необходимо выполнение следующих *условий* (условий приведения):

1. Кинетическая энергия звена приведения должна быть равна сумме кинетических энергий всех звеньев механизма или машины;
2. Работа или мощность условных сил, приложенных к звену приведения, должна быть равна сумме работ или мощностей всех реальных внешних сил и моментов сил, действующих на механизм или машину.

Таким образом, работу всех внешних сил, действующих в механизме, можно заменить работой одной приведенной силы или момента силы, а кинетическую энергию всех звеньев механизма —

Тема 8

8.3. Приведение сил и моментов сил

Определим значения приведенных сил и моментов сил, принимая в качестве звена приведения ведущее звено, совершающее поступательное и вращательное движения.

Для этого воспользуемся вторым условием приведения, согласно которому для сохранения эквивалентности динамической модели реальному механизму *работа или мощность условных сил или моментов сил, приложенных к звену приведения, должна быть равна сумме работ или мощностей всех реальных внешних сил и моментов сил*, действующих на механизм

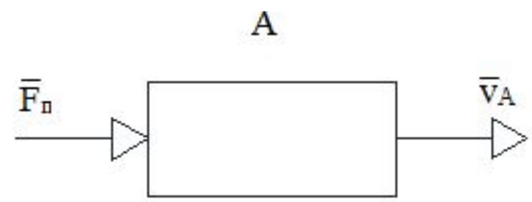
$$N_{П} = \sum_{i=1}^{n} N_i = \sum_{i=1}^{n} (F_i V_i \cos\alpha_i + \mathrm{M_i}\omega_{\mathrm{i}}), \qquad (1)$$

где $N_п$ – мощность приведенной силы; N_i – мощность внешней силы; F_{i} – внешняя сила; V_i – скорость точки приложения внешней силы; α_i – угол между векторами внешней силы и скорости точки её приложения; M_i – момент пары сил, приложенных к звену; ω_i – угловая скорость звена; n – число подвижных звеньев.

Тема 8

Пусть звено приведения совершает *поступательное* движение. Тогда

$$N_п = F_п \bullet V_A,$$



где $F_п$ – приведенная сила; V_A – скорость т. A звена.

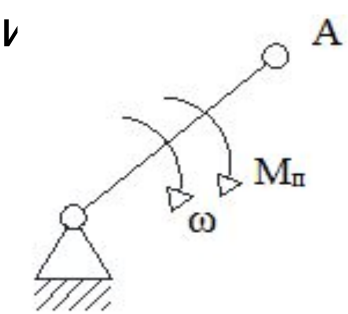
Подставляя это выражение в (1), получим

$$F_П = N_П / V_A = \sum_{i=1}^{n} N_i \,/\, V_A = \sum_{i=1}^{n} (\,F_i\, V_i \cos \alpha_i \,/\, V_A + M_i\, \omega_i). \qquad (2)$$

Приведенной силой называется такая условная сила, приложенная к звену приведения, работа или мощность которой равна сумме работ или мощностей всех внешних сил и моментов сил, действующих на звенья механизма.

Если звено приведения совершает *вращательное* дви

$$N_п = M_п \bullet \omega,$$



где $M_п$ – приведенный момент сил; ω – угловая скорость звена приведения.

Подставляя это выражение в (1), получим

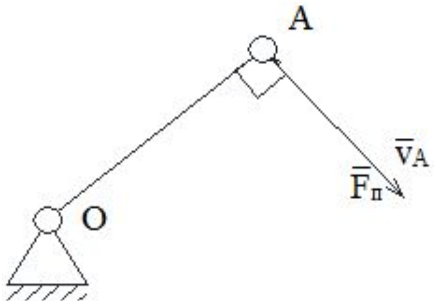
$$M_П = N_П / \omega = \sum_{i=1}^{n} N_i \;/\, \omega = \sum_{i=1}^{n} (\,F_i\, V_i \cos \alpha_i / \omega \;+ M_i\, \omega_i / \omega). \qquad (3)$$

Приведенным моментом сил называется такой условный момент, приложенный к звену приведения, работа или мощность которого равна сумме работ или мощностей всех внешних сил и моментов сил, действующих на звенья механизма.

Тема 8

- Установим *связь* между приведенной силой и приведенным моментом сил. Если известен приведенный момент, то из условия

$$N_п = F_п \bullet V_A = M_П \bullet \omega$$



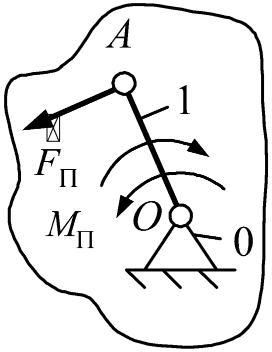
приведенная сила равна

$$F_П = \frac{M_п \bullet \omega}{V_A} = \frac{M_п \bullet \omega}{\omega l_{OA}} = \frac{M_п}{l_{OA}},$$

так как $V_A = \omega \bullet l_{OA}$.

Если известна приведенная сила, то приведенный момент

$$M_П = F_П \bullet l_{OA}.$$



Для нахождения приведенных сил можно использовать *рычаги Жуковского*, так как приведенные силы будут направлены в сторону, противоположную направлению уравновешивающих сил.

При решении практических задач приведенные силы и моменты сил обычно разделяют на две составляющие: приведенные движущие силы и моменты сил и приведенные силы и моменты сил сопротивления.

Тема 8

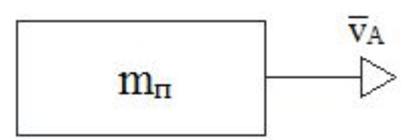
8.4. Приведение масс и моментов инерции

Для нахождения приведенных масс и моментов инерции воспользуемся первым условием приведения, согласно которому для сохранения эквивалентности динамической модели реальному механизму необходимо, чтобы *кинетическая энергия звена приведения была равна сумме кинетических энергий всех звеньев механизма*:

$$T_П = \sum_{i=1}^{n} T_i, \qquad (4)$$

где $T_П$ – кинетическая энергия звена приведения; T_i – кинетическая энергия i-того звена; n – число подвижных звеньев.

Пусть звено приведения совершает *поступат* .



Тогда

$$T_П = m_П V_A^2/2,$$

где $m_П$ – приведенная масса; V_A – скорость т. A звена.

Кинетическая энергия всех звеньев механизма

$$\sum_{i=1}^{n} T_i = \sum_{i=1}^{n}\left(\frac{m_i \cdot V_{si}^2}{2} + \frac{I_{si} \cdot \omega_i^2}{2}\right).$$

Подставляя эти выражения в (4), получим

$$\frac{m_П \cdot V_A^2}{2} = \sum_{i=1}^{n}\left(\frac{m_i \cdot V_{si}^2}{2} + \frac{I_{si} \cdot \omega_i^2}{2}\right).$$

Тема 8

- Откуда приведенная масса

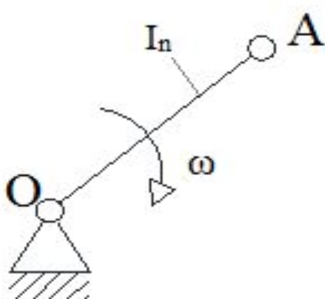
$$m_П = \sum_{i=1}^{n}\left[m_i\left(\frac{V_{si}}{V_A}\right)^2 + I_{si}\left(\frac{\omega_i}{V_A}\right)^2\right]. \qquad (5)$$

***Приведенной массой** механизма называется такая условная масса, сосредоточенная в точке приведения, кинетическая энергия поступательного движения которой равна сумме кинетических энергий всех звеньев механизма.*

Если звено приведения совершает *вращательное* движение, то

$$T_П = \frac{I_n \omega^2}{2},$$

где I_n – приведенный момент инерции; ω – угловая скорость звена приведения.



Подставляя в (4), будем иметь

$$\frac{I_n \omega^2}{2} = \sum_{i=1}^{n}\left(\frac{m_i \cdot V_{si}^2}{2} + \frac{I_{si}\cdot \omega_i^2}{2}\right).$$

Откуда приведенный момент инерции

$$I_П = \sum_{i=1}^{n}\left[m_i\left(\frac{V_{si}}{\omega}\right)^2 + I_{si}\left(\frac{\omega_i}{\omega}\right)^2\right]. \qquad (6)$$

Тема 8

- ***Приведенным моментом инерции*** *механизма называется такой условный момент инерции, создаваемый приведенной массой во вращательном движении относительно оси вращения звена приведения, кинетическая энергия которого равна кинетической энергии всего механизма.*

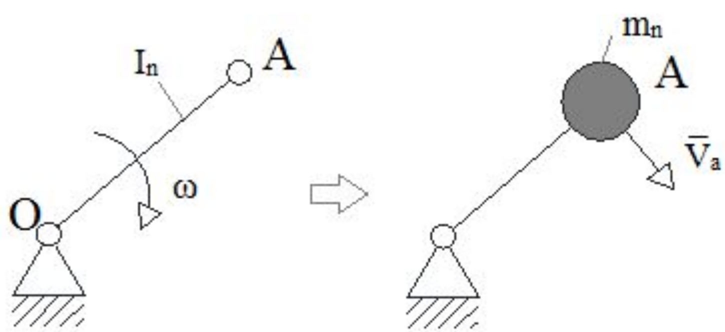
Установим *связь* между приведенной массой и приведенным моментом инерции. Если известен приведенный момент инерции, то из условия

$$\frac{m_{П} \cdot V_A^{\ 2}}{2} = \frac{I_n \omega^2}{2},$$

получим

$$m_{П} = \frac{I_{П}}{l_{OA}^2},$$

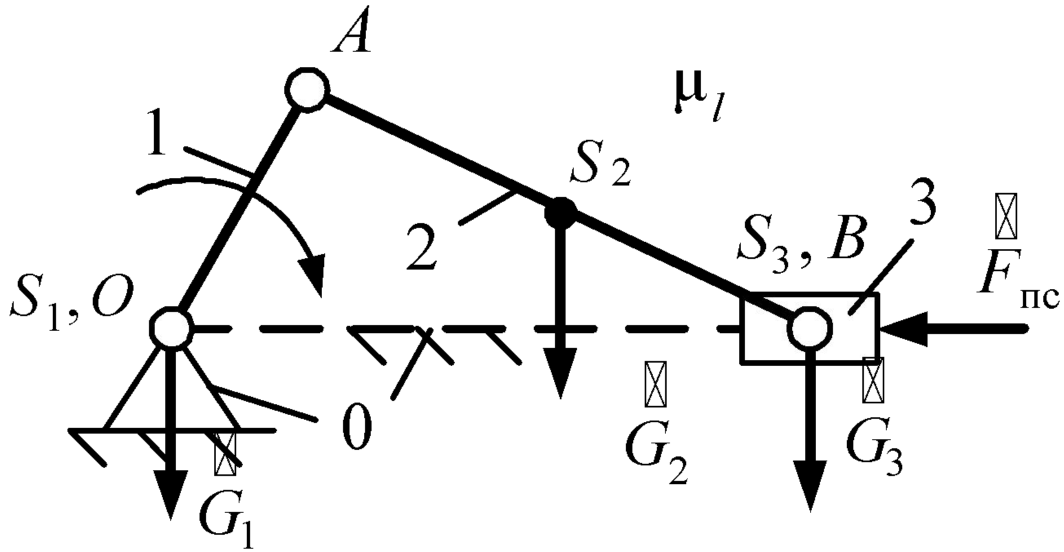
так как $V_A = \omega \bullet l_{OA}$.



Тема 8

- Рассмотрим *пример*: получить *динамическую модель* кривошипно-ползунного механизма (см. рис. *а*), если известны длины звеньев, положения их центров масс (S_1, S_2 и S_3), моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через центры масс, линейные и угловые скорости звеньев и их центров масс, а также их направления, угловые скорости кривошипа и шатуна и сила полезного сопротивления ($F_{ПС}$), приложенная к звену *3*.

Вычерчиваем механизм в выбранном масштабе длин (μ_l), в заданном положении кривошипа *1* (см. рис. *а*).

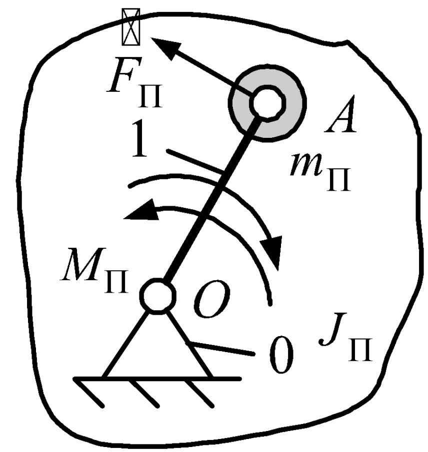


а

Тема 8

- В качестве *звена приведения* выберем кривошип 1 (см. рис. *б)*. Тогда приведенный момент инерции на основании (6)

$$J_{\Pi} = J_{s1} + J_{s2}\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 + m_2\left(\frac{V_{s2}}{\omega_1}\right)^2 + m_3\left(\frac{V_B}{\omega_1}\right)^2,$$



б

где J_{s1}, , J_{s2} – моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через центры масс; m_2, m_3 – массы звеньев; ω_1, ω_2 – угловые скорости звеньев; Vs_2 , V_B – линейные скорости звеньев.

Приведенный момент сил согласно (3)

$$M_{\Pi} = \frac{G_2 \cdot V_{s2}}{\omega_1}\cos\left(\vec{G}_2, \vec{V}_{s2}\right) - \frac{F \quad \cdot V_B}{\omega_1}\cos\left(\vec{F}_{\text{пс}}, \vec{V}_B\right),$$

где $G_2 = m_2 g$ – сила тяжести звена *2*; g – ускорение свободного падения; $F_{ПС}$ – сила полезного сопротивления.

Если за *точку приведения* выбрать т. *A*, то, используя вышеприведенные зависимости, можно получить эквивалентные значения приведенной массы и приведенной силы: $m_П = \dfrac{I_{\Pi}}{l_{OA}^2}$; $F_П = \dfrac{\text{М}_{\text{п}}}{l_{OA}}$.

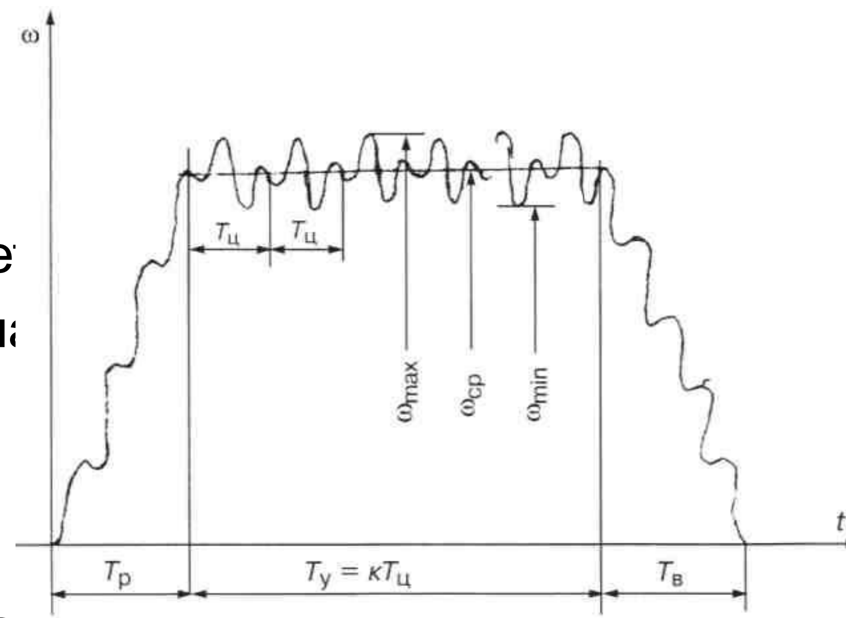
Тема 8

8.5. Режимы движения машинных агрегатов и их энергетические характеристики

Полным временем движения машинного агрегата называется промежуток времени от начала движения до его окончания. Это время состоит из трех периодов: разбега; установившегося движения и выбега.

Покажем их на тахограмме:

$T = T_p + T_y + T_{в.}$



1. Период *разбега* (T_p) характеризуе нарастанием скорости ведущего звен до некоторого среднего значения, соответствующего рабочей скорости машинного агрегата.

Необходимым условием для разгона является превышение работы движущих сил над силами сопротивления

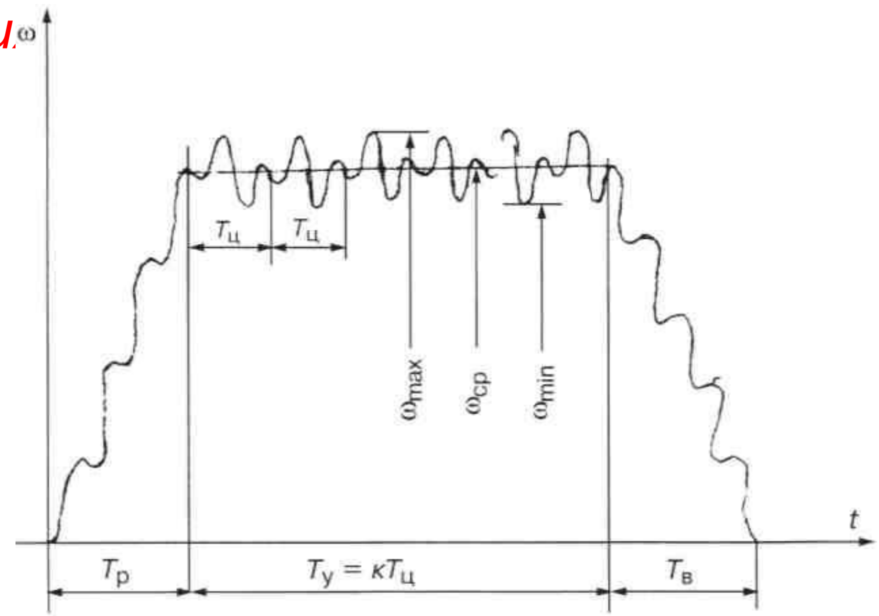
$$A_д > A_c,$$

т. е. суммарная работа в режиме разгона всегда положительна $A_\Sigma > 0$.

Тема 8

2. Период *установившегося движени*

($T_у$) – период движения, при котором угловая скорость ведущего звена колеблется около среднего значения $\omega_{ср}$.



Это время состоит из ряда циклов

$$T_у = к\ T_ц,$$

где $T_ц$ – длительность цикла;

к – число циклов.

Циклом установившегося движения называется промежуток времени, по истечении которого положение, скорость и ускорение ведущего звена принимают постоянные значения.

За цикл движения работа движущих сил должна быть равна работе сил сопротивления

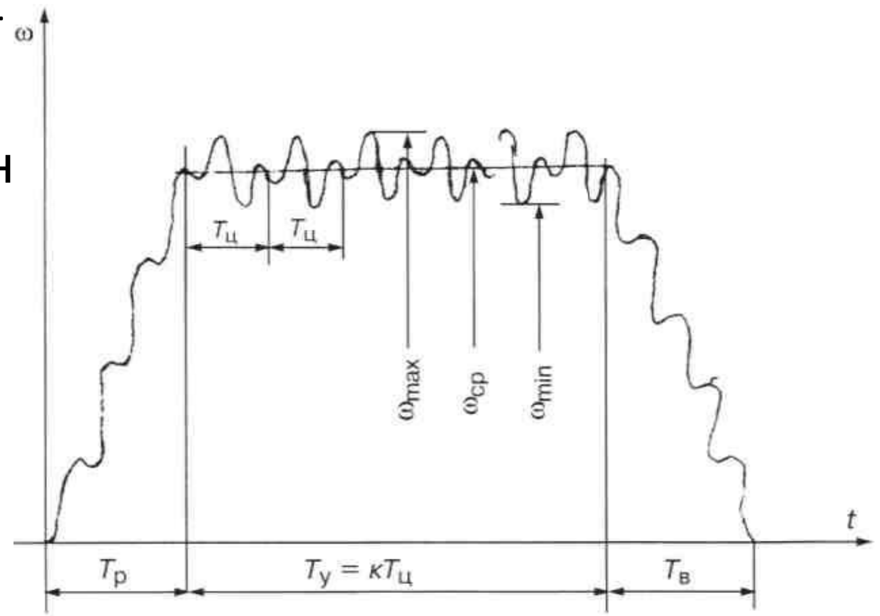
$$А_д = А_с.$$

Такое движение называется *периодическим*, при котором машинный агрегат обладает постоянными циклами движения.

Тема 8

3. *Период выбега* или *остановки* ($T_в$) – период времени, в течение которого происходит снижение скорости движен ведущего звена от среднего до нулевого значения.

Необходимым условием для выбега является превышение работы сил сопротивления над работой движущих сил



$$A_д < A_с.$$

Режимы «разбега» и «выбега» сопровождаются *переходными* процессами и, в зависимости от структуры машинного агрегата и характера действия силовых факторов, протекают в период от нескольких долей до десятков секунд.

Тема 8

Исследование *переходных режимов* необходимо для нахождения *времени срабатывания* машинного агрегата, которое определяет быстродействие многих рабочих машин, работающих в так называемых старт-стопных режимах: автооператоры, промышленные роботы и манипуляторы, поворотные и тактовые столы, загрузочные и подающие устройства, вспомогательное технологическое оборудование автоматических линий и т.п.

Стремление к повышению производительности этих устройств может привести к возникновению больших ускорений, вызывающих значительные динамические нагрузки и упругие колебания исполнительных механизмов, которые нарушают точность функционирования, увеличивают время выполнения операций и снижают прочность основных элементов и надежность работы. Таким образом, при создании подобных машин возникает задача *учета упругих свойств* конструкции и разработки методов и средств ограничения колебательных движений. Кроме того, в периоды разбега и выбега необходимо решать проблему *прохода* через критические зоны, когда угловая скорость ведущего вала машинного агрегата становится равной одной из собственных частот колебаний, при которых механическая система попадает в резонанс, длительное пребывание в

Тема 8

В режиме *установившегося движения* работает большинство технологических и энергетических машин: металлорежущие станки, кривошипные прессы, прокатные станы, электродвигатели, электрогенераторы, насосы, компрессоры, двигатели внутреннего сгорания и т.д. Наилучшим условием работы этих машин является *равномерное* вращение ведущего звена.

За цикл установившегося движения изменение кинетической энергии равно нулю ($\Delta T = 0$). Однако внутри цикла угловая скорость ведущего звена может *меняться* из-за несовпадения законов изменения движущих сил и сил сопротивления, а также непостоянства значений приведенного момента инерции машинного агрегата. Например, для механизмов станков и поршневых насосов и компрессоров приведенный момент движущих сил является постоянной величиной, а приведенный момент сил сопротивления − переменной. Для механизмов двигателей внутреннего сгорания и паровых машин постоянным является приведенный момент сил сопротивления, а переменным − приведенный момент движущих сил. Приведенный момент инерции машинного агрегата также является переменной величиной при изменении положений ведущего звена. В результате этого значение скорости движения его ведущего звена колеблется в течение рассматриваемого

Тема 8

- Наличие в машинном агрегате колебательных движений – основная причина неравномерности движения ведущего звена, называющаяся *неравномерностью хода*, для оценки которой используется *коэффициент* неравномерности хода:

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}},$$

где ω_{min}, ω_{max} – минимальное и максимальное значения скорости; $\omega_{\text{ср}}$ – среднее значение скорости ведущего звена.

Чем больше коэффициент неравномерности, тем больше колебания скорости. Колебания скорости движения ведущего звена машинного агрегата вызывают дополнительные динамические (инерционные) нагрузки, а также дополнительное трение в кинематических парах, снижающее надежность машинного агрегата и его КПД. Кроме того, колебания скорости ухудшают рабочие технологические процессы, связанные, например, с металлообработкой или с равномерной подачей заготовок и т. д.

На практике коэффициент неравномерности имеет значения от десятых до сотых и, даже тысячных, долей единицы. Например, для ударных машин и прессов $\delta \leq 0,2$, для металлорежущих станков $\delta = 0,04 – 0,02$, для двигателей внутреннего сгорания $\delta \leq 0,01$.