ТЕМА ЛЕКЦИИ

Кинематика движителей

ВОПРОСЫ

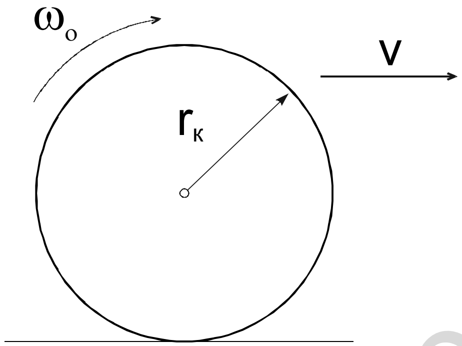
1. Кинематика колесного движителя

2. Кинематика гусеничного движителя

3. Коэффициент буксования. Экспериментальное определение коэффициента буксования

Кинематика колесного движителя

С точки зрения кинематики **колесный движитель преобразует вращательное движение колеса в поступательное движение колесной машины**.



$\omega_о$ – угловая скорость колеса, $с^{-1}$
$n_о$ – частота вращения колеса, $мин^{-1}$
$n_д$ – частота вращения коленчатого вала двигателя, $мин^{-1}$
$i_{тр}$ – передаточное число трансмиссии
$r_к$ – радиус колеса
v(м/с), V(км/ч) – скорость движения

$$\overset{м/с}{v} = \overset{с^{-1}}{\omega_о}\,\overset{м}{r_к}$$

$$v = \frac{\pi}{30}\frac{n_д r_к}{i_{тр}}$$

$$\overset{с^{-1}}{\omega_о} = \frac{\pi \overset{мин^{-1}}{n_о}}{30}$$

$$\overset{км/ч}{V} = 3{,}6\overset{м/с}{v}$$

$$n_о = \frac{n_д}{i_{тр}}$$

$$V = \underbrace{\frac{3{,}6\pi}{30}}_{0{,}377}\frac{n_д r_к}{i_{тр}}$$

$$\boxed{V = 0{,}377\frac{n_д r_к}{i_{тр}},\ км/ч}$$

Поступательное движение машины оценивается скоростью движения:

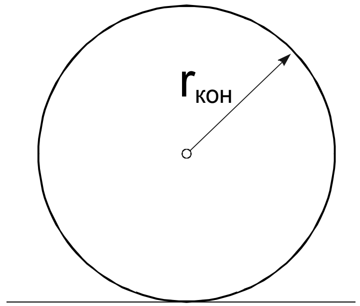
1. **Теоретическая скорость** ($V_т$) – окружная скорость колеса (потенциальная скорость движения машины относительно поверхности при отсутствии буксования движителей)
2. **Действительная скорость** ($V_д$) – поступательная скорость движения (скорость движения машины относительно поверхности)

Для определения теоретической и действительной скорости движения необходимо ввести понятие **радиуса колеса**

Различают следующие радиусы колеса:

1. **Конструктивный** ($r_{кон}$)
2. **Статический** ($r_{ст}$)
3. **Кинематический** ($r_{кин}$)
4. **Динамический** ($r_{дин}$)

1. **Конструктивный радиус** – расстояние от поверхности до оси ненагруженного колеса

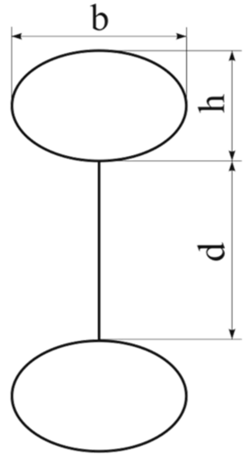


$$r_{кон} = b\delta_в + 0{,}5d$$

МАРКИРОВКА ШИН

7.50R20 – радиальная шина
7.50-20 – диагональная шина

220-508 – миллиметровое обозначение
15.5R38 , 11/70R22.5 – дюймовое обозначение
205/55R15 – смешанное миллиметрово-дюймовое обозначение

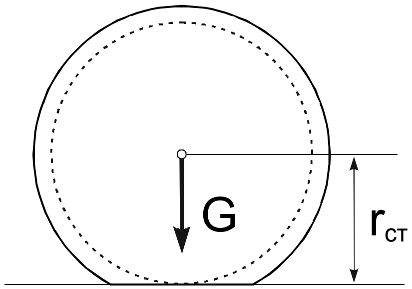


15.5 R 38

205 / 55 R 15

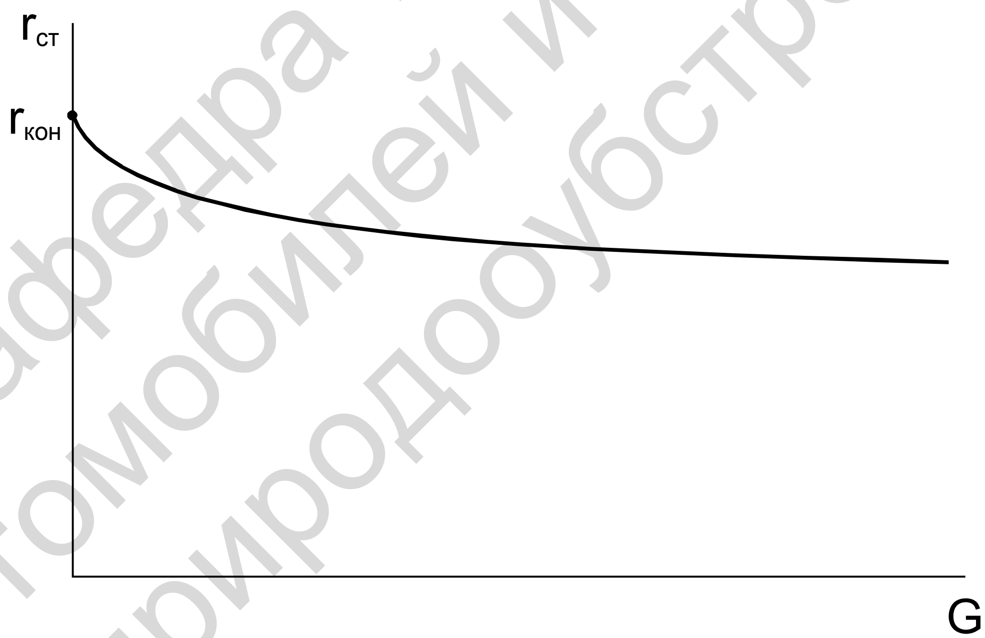
d – посадочный диаметр обода
$\delta_в$=h/b – отношение высоты шины к ширине (%)
b – ширина шины

2. **Статический радиус** – расстояние от поверхности до оси нагруженного колеса

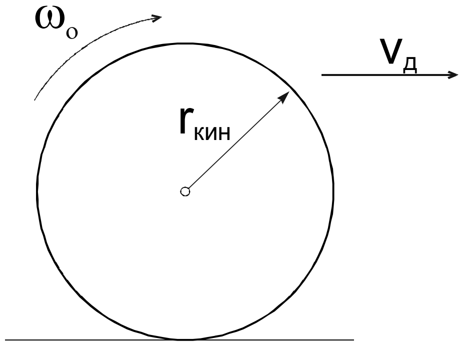


$$r_{ст} = b\delta_в \lambda_д + 0{,}5d$$

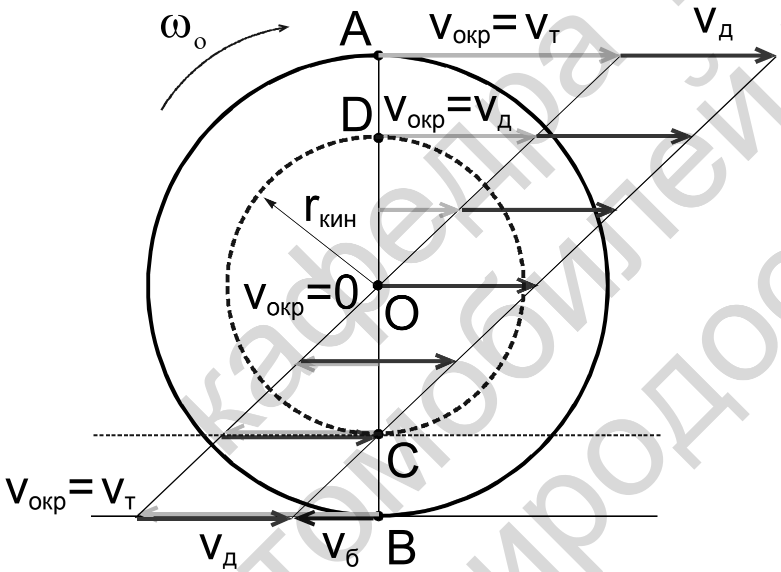
$\lambda_д$ - коэффициент деформации шины



3. **Кинематический радиус** – отношение поступательной скорости движения колеса к угловой скорости



$$r_{кин} = \frac{V_д}{\omega_o}$$



$V_д < V_т$

A: $V=V_т+V_д$

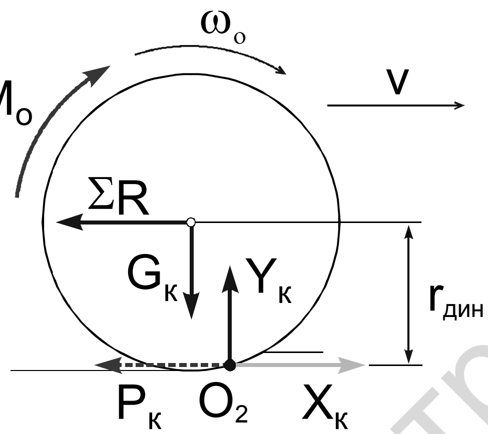
O: $V=V_д$

B: $V=V_т-V_д= V_б <0$

C: $V=0$

Кинематический радиус – фиктивный радиус, по которому колесо катится без буксования

4. **Динамический радиус** – расстояние от оси колеса до горизонтальной реакции почвы в движении



Для ведущего колеса

$$r_{дин} = \frac{M_o}{P_к}$$

M_o – момент на ведущей оси
$P_к$ – касательная сила тяги

Для расчета **теоретической** скорости движения используется **динамический** радиус колеса, **действительной** скорости - **кинематический** радиус

$$V_т = 0{,}377\frac{n_д r_{дин}}{i_{тр}}, км/ч$$

$$V_д = 0{,}377\frac{n_д r_{кин}}{i_{тр}}, км/ч$$

Кинематика гусеничного движителя

Теоретическая скорость движения гусеничного движителя, как и колесного, определяется через **динамический** радиус

$$V_{т} = 0{,}377\frac{n_{д} r_{дин}}{i_{тр}},\ км/ч$$

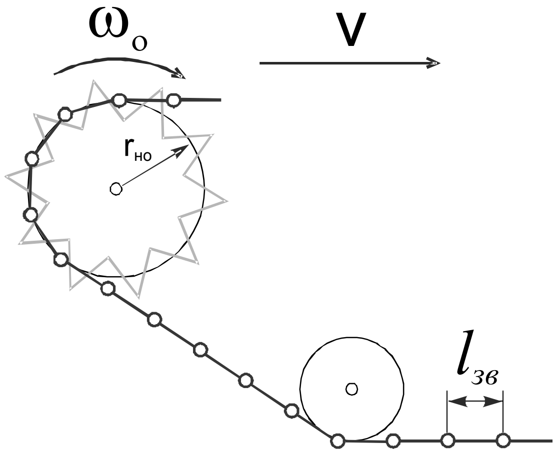
Для гусеничного движителя **динамический радиус** соответствует **радиусу начальной окружности** ведущей звездочки

$$r_{дин} = r_{но}$$

Таким образом, **теоретическая** скорость движения гусеничного движителя определяется через **радиус начальной окружности** ведущей звездочки

$$\boxed{V_{т} = 0{,}377\frac{n_{д} r_{но}}{i_{тр}},\ км/ч}$$

Радиус начальной окружности ведущей звездочки зависит от длины звена и числа зубьев звездочки

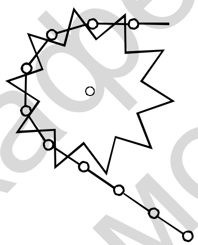


$$r_{но} = \frac{l_{зв} z_a}{2\pi}$$

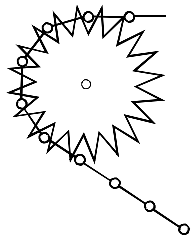
$\boldsymbol{l_{зв}}$ – длина (шаг) звена

$\boldsymbol{z_a}$ – число активно действующих зубьев ведущей звездочки, т.е. число зубьев звездочки, работающих за один её оборот

Стандартное зацепление



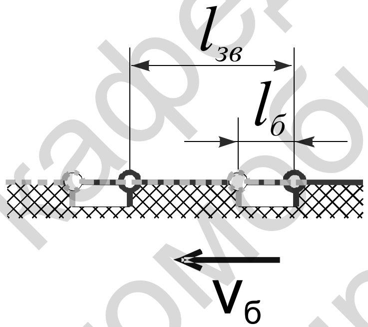
Зацепление через зуб



Действительная скорость движения гусеничного движителя, как и колесного, определяется через **кинематический** радиус

$$V_д = 0{,}377\frac{n_д r_{кин}}{i_{тр}}, \text{ км / ч}$$

Для гусеничного движителя **кинематический радиус** меньше **радиуса начальной окружности** ведущей звездочки в связи с уменьшением длины звена вследствие буксования

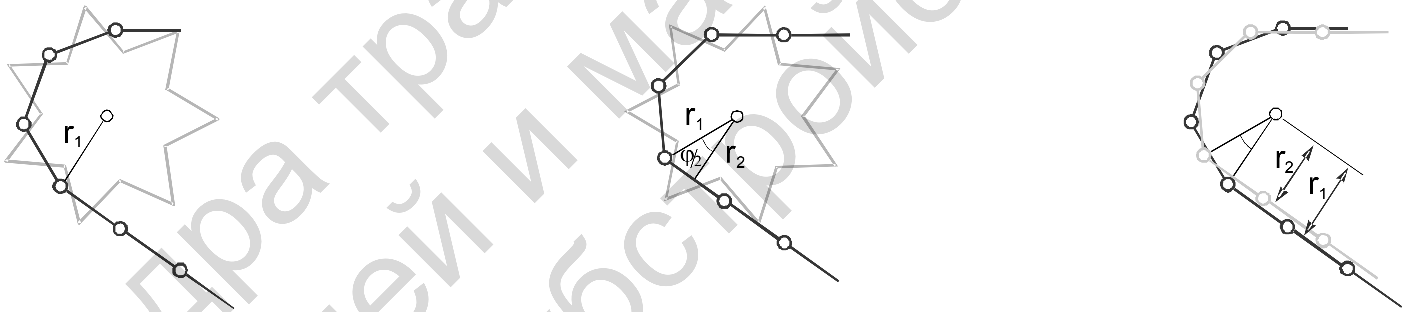


$$r_{кин} = \frac{(l_{зв} - l_б) z_a}{2\pi}$$

Вследствие конечной длины звена ($l_{зв}$>0) и конечного числа зубьев звездочки (z_a<∞) **скорость движения гусеничной машины является неравномерной**

Причины неравномерности:

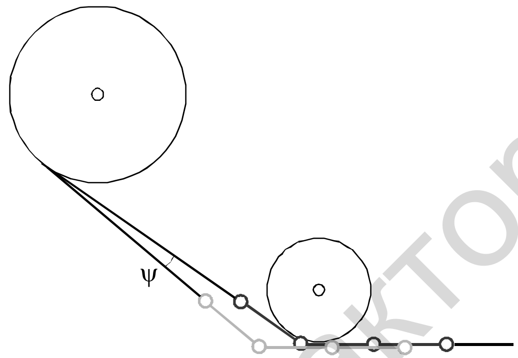
1. Переменный радиус зацепления вследствие поворота ведущей звездочки



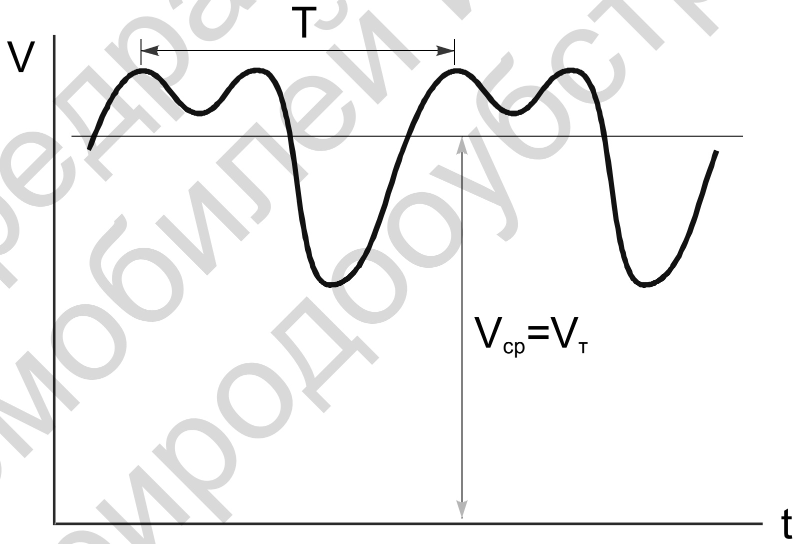
$$V_1 = 0{,}377\frac{n_д r_1}{i_{тр}} \qquad V_2 = 0{,}377\frac{n_д r_2}{i_{тр}}$$

$$r_2 = r_1 \cos\frac{\varphi}{2} \qquad \varphi = \frac{2\pi}{z_a}, рад \qquad V_2 < V_1$$

2. Колебания восходящей ветви гусеницы



Зависимость скорости движения гусеничной машины от времени



Коэффициент буксования. Экспериментальное определение коэффициента буксования

Коэффициент буксования показывает соотношение между теоретической и действительной скоростью **и** характеризует потери теоретической скорости

$$\delta = \frac{V_т - V_д}{V_т} = 1 - \frac{V_д}{V_т}$$

Тогда действительная скорость $\boxed{V_д = V_т(1-\delta)}$

В расчетах при определении теоретической скорости движения динамический радиус колеса заменяют статическим, обозначив его как **радиус колеса $r_к$**

Теоретическая скорость $\boxed{V_т = 0{,}377\frac{n_д r_к}{i_{тр}},\ км/ч}$

Действительная скорость $\boxed{V_д = 0{,}377\frac{n_д r_к}{i_{тр}}(1-\delta),\ км/ч}$

Экспериментально коэффициент буксования определяют из соотношения между **кинематическим** и **динамическим** радиусами колес

$$\delta = 1 - \frac{V_{д}}{V_{т}} = 1 - \frac{0{,}377\dfrac{n_{д} r_{кин}}{i_{тр}}}{0{,}377\dfrac{n_{д} r_{дин}}{i_{тр}}} = 1 - \frac{r_{кин}}{r_{дин}}$$

Ввиду сложности определения динамического радиуса колеса пользуются приближенным методом, основанным на двух допущениях

1. При холостом ходе трактора колеса не буксуют $V_{т\,х} = V_{д\,х}$
2. Динамический радиус колеса не зависит от нагрузки $r_{дин\,х} = r_{дин\,р}$

Таким образом $r_{дин} \approx r_{кин\,х}$

Тогда $\delta \approx 1 - \dfrac{r_{кин\,р}}{r_{кин\,х}}$

Величину **коэффициента буксования** через **кинематические** радиусы колес определяют, замерив число оборотов, сделанное колесами трактора при движении на измерительном участке (S) **холостым ходом** (m_x) и **под нагрузкой** (m_p)

Движение холостым ходом $S = 2\pi r_{кин\,x} m_x$ откуда $r_{кин\,x} = \frac{S}{2\pi m_x}$

Движение под нагрузкой $S = 2\pi r_{кин\,p} m_p$ откуда $r_{кин\,p} = \frac{S}{2\pi m_p}$

Тогда $\delta = 1 - \frac{r_{кин\,p}}{r_{кин\,x}} = 1 - \frac{m_x}{m_p}$

При данном способе замера вносится дополнительная погрешность из-за того, что движение холостым ходом и под нагрузкой происходит при разной частоте вращения коленчатого вала двигателя (n_x и n_p).

Более точно **коэффициент буксования** определяется с учетом **частоты вращения коленчатого вала двигателя**

$$\delta = 1 - \frac{n_p m_x}{n_x m_p}$$

ТЕМА ЛЕКЦИИ

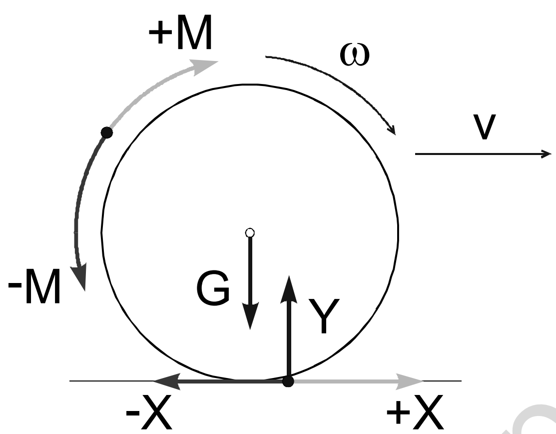
Динамика движителей

ВОПРОСЫ

1. Режимы качения колеса
2. Динамика ведомого колеса
3. Динамика ведущего колеса
4. Динамика гусеничного движителя

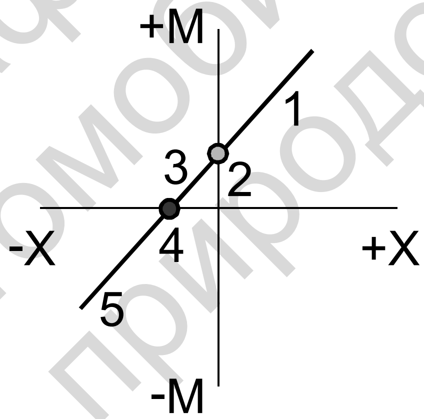
Режимы качения колеса

В общем случае на колесо в движении действует **момент М** и **сила тяжести G.** В результате этого воздействия в почве возникают **горизонтальная реакция почвы Х** и **вертикальная реакция почвы Y**.



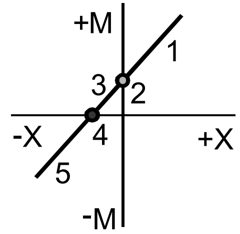
Момент, направление которого совпадает с направлением вращения колеса (ω), считается положительным (+М), противоположный – отрицательным (-М).
Горизонтальная реакция почвы, направленная по ходу движения колеса (V), считается положительной (+Х), против движения – отрицательной (-Х).

В зависимости от величины и направления **момента М** и **горизонтальной реакции почвы Х** различают *пять* **режимов качения колеса**

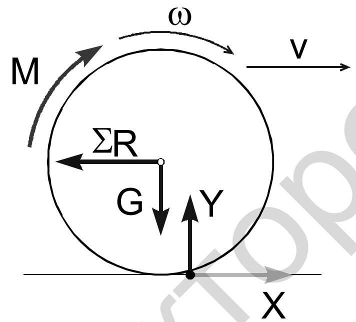


1 – ведущий
2 – свободный
3 – нейтральный
4 – ведомый
5 – тормозной

1. **Ведущий режим.** Крутящий момент затрачивается на преодоление внешних и внутренних сопротивлений движению

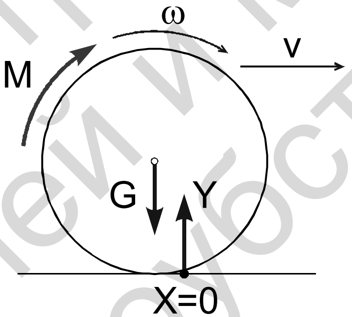


M>0, X>0



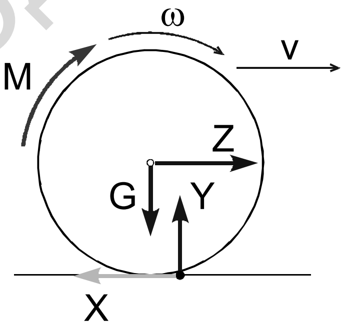
2. **Свободный режим.** Крутящий момент затрачивается на преодоление только внутренних сопротивлений движению

M>0, X=0

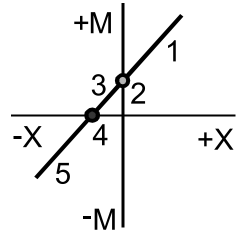


3. **Нейтральный режим.** Движение колеса осуществляется за счет крутящего момента **M** и толкающей силы **Z**

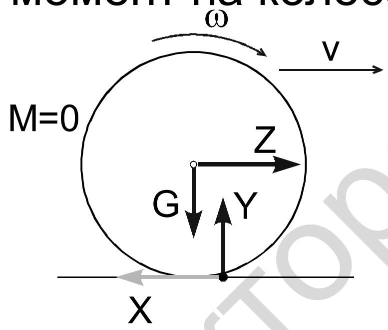
M>0, X<0



4. **Ведомый режим.** Движение колеса осуществляется за счет толкающей силы **Z**. Крутящий момент на колесе отсутствует

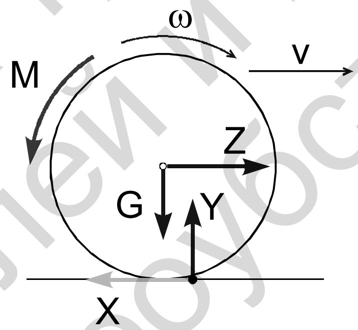


M=0, X<0



5. **Тормозной режим.** Движение колеса осуществляется за счет толкающей силы **Z**. Момент **M** направлен против вращения колеса и является тормозным

M<0, X<0

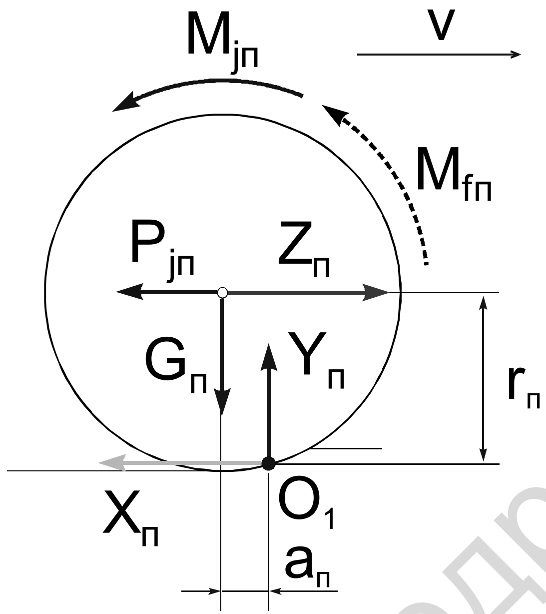


Ведущее колесо может работать во всех **пяти** режимах, **ведомое** – в **двух** последних

В дальнейшем термин «**ведущее колесо**» будет означать колесо, движущееся в ведущем режиме, «**ведомое колесо**» - в ведомом режиме

Динамика ведомого колеса

На ведомое колесо в движении действует следующие силы и моменты:



сила тяжести $\mathbf{G_п}$

вертикальная реакция почвы $\mathbf{Y_п}$

момент сопротивления качению $\mathbf{M_{fп}}$

$$M_{fп} = Y_п a_п$$

сила инерции $\mathbf{P_{jп}}$ и момент инерции $\mathbf{M_{jп}}$

толкающая сила $\mathbf{Z_п}$

горизонтальная реакция почвы $\mathbf{X_п}$

$r_п$ – радиус колеса

$a_п$ – коэффициент трения качения

Толкающая сила $Z_п$ обеспечивает преодоление сопротивлений движению

$$Z_п = \frac{M_{fп}}{r_п} + P_{jп} + \frac{M_{jп}}{r_п}$$

При установившемся движении $\mathbf{P_{jп}=0}$ и $\mathbf{M_{jп}=0}$

Тогда $$Z_п = \frac{M_{fп}}{r_п} = P_{fп}$$

$\mathbf{P_{fп}}$ – сила сопротивления качению

$$P_{fп} = \frac{M_{fп}}{r_п} = \frac{Y_п a_п}{r_п} = f Y_п$$

f – коэффициент сопротивления качению

$$f = \frac{a_п}{r_п}$$

Толкающая сила $\mathbf{Z_п}$ и горизонтальная реакция почвы $\mathbf{X_п}$ образуют пару сил, обеспечивающую вращение колеса. Однако, если величина толкающей силы $\mathbf{Z_п}$ превысит силу сцепления колеса с почвой $\mathbf{X_{пmax}}$, вращение колеса прекратится

Таким образом, условие вращения колеса будет иметь вид

$$Z_п \leq X_{п\max}$$

$$X_{п\max} = \varphi Y_п$$ где φ – коэффициент сцепления

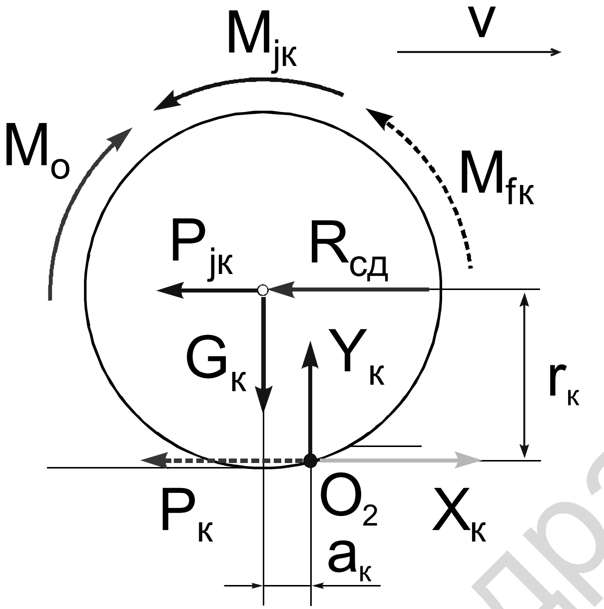
поскольку $Z_п = P_{fп} = f Y_п$ то $f Y_п \leq \varphi Y_п$

Тогда $$f \leq \varphi$$

Чтобы ведомое колесо при движении вращалось, **коэффициент сопротивления качению** не должен превышать **коэффициент сцепления**

Динамика ведущего колеса

На ведущее колесо в движении действует следующие силы и моменты:



$r_к$ – радиус колеса

$a_к$ – коэффициент трения качения

сила тяжести $\mathbf{G_к}$

вертикальная реакция почвы $\mathbf{Y_к}$

крутящий момент на ведущей оси $\mathbf{M_o}$

касательная сила тяги $\mathbf{P_к}$

$$P_к = \frac{M_o}{r_к}$$

момент сопротивления качению $\mathbf{M_{fк}}$

$$M_{fк} = Y_к a_к$$

сила инерции $\mathbf{P_{jк}}$ и момент инерции $\mathbf{M_{jк}}$

внешние силы сопротивления движению $\mathbf{R_{сд}}$

горизонтальная реакция почвы $\mathbf{X_к}$

Касательная сила тяги $\mathbf{P_к}$ обеспечивает преодоление сопротивлений движению

$$P_к = \underbrace{\frac{M_{fк}}{r_к} + P_{jк} + \frac{M_{jк}}{r_к} + R_{сд}}_{\sum R}$$

$\sum R$ - суммарная сила сопротивления движению

Касательная сила тяги $\mathbf{P_к}$, созданная крутящим моментом $\mathbf{M_о}$ может быть меньше суммарной силы сопротивления движению $\Sigma\mathbf{R}$. В этом случае **вращение колеса** станет невозможным (не обеспечивается движение по тяге).

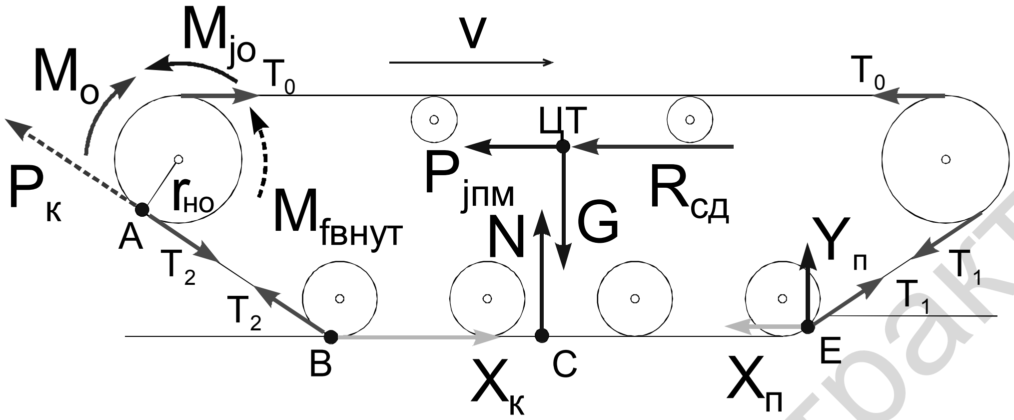
Касательная сила тяги $\mathbf{P_к}$ при взаимодействии с почвой может превысить силу сцепления колеса с почвой $\mathbf{X_{кmax}}$. В этом случае **движение вращающегося колеса** станет невозможным (не обеспечивается движение по сцеплению).

По соотношению величины касательной силы тяги $\mathbf{P_к}$, суммарной силы сопротивления движению $\Sigma\mathbf{R}$ и силы сцепления колеса с почвой $\mathbf{X_{кmax}}$ возможны следующие случаи движения

1) $\mathbf{\Sigma R < P_к < X_{кmax}}$	Обеспечивается движение как по тяге, так и по сцеплению
2) $\mathbf{\Sigma R < P_к > X_{кmax}}$	Обеспечивается движение по тяге, не обеспечивается движение по сцеплению
3) $\mathbf{\Sigma R > P_к < X_{кmax}}$	Не обеспечивается движение по тяге, обеспечивается движение по сцеплению
4) $\mathbf{\Sigma R > P_к > X_{кmax}}$	Не обеспечивается движение ни по тяге, ни по сцеплению

Динамика гусеничного движителя

На гусеничный движитель в движении действует следующие силы и моменты:



$r_{но}$ – радиус начальной окружности

сила тяжести **G**

нормальная (вертикальная) реакция почвы **N** в центре давления **C**

момент на ведущей оси $\mathbf{M_o}$

касательная сила тяги $\mathbf{P_к}$ $\quad P_к = \dfrac{M_o}{r_{но}}$

горизонтальная реакция почвы $\mathbf{X_к}$

внутренний момент сопротивления качению $\mathbf{M_{fвнут}}$

сила инерции поступательно движущихся масс $\mathbf{P_{jпм}}$ и момент инерции $\mathbf{M_{jo}}$

внешние силы сопротивления движению $\mathbf{R_{сд}}$

горизонтальная $\mathbf{X_п}$ и вертикальная $\mathbf{Y_п}$ реакции почвы на лобовой ветви гусеницы

силы натяжения на лобовой $\mathbf{T_1}$, рабочей (восходящей) $\mathbf{T_2}$ и свободной $\mathbf{T_0}$ ветвях гусеницы

Касательная сила тяги $\mathbf{P_к}$ обеспечивает преодоление сопротивлений движению

$$P_к = X_п + \underbrace{\frac{M_{fвнут}}{r_{но}} + P_{jпм} + \frac{M_{jo}}{r_{но}} + R_{сд}}_{\sum R}$$

$\sum R$ - суммарная сила сопротивления движению