

ака 1 р. 80 к.
МО-40-3-3

Г. А. Кошелев

ЗУБОСТРОГАЛЬНЫЙ СТАНОК „ГЛИСОН“



Госиздат 1933

Г. А. КОШЕЛЕВ

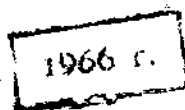
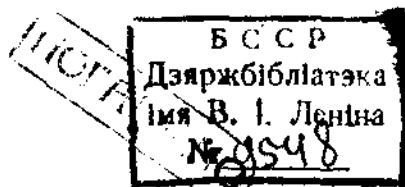
Д Е П

ЗУБОСТРОГАЛЬНЫЙ СТАНОК „ГЛИСОН“

1/303062
ПОД РЕДАКЦИЕЙ
В. А. КРИВОУХОВА



ГОСМАШМЕТИЗДАТ
МОСКВА • ЛЕНИНГРАД • 1988



Редактор *Виноградов*. Подп. к печ. ред. *Шимкевич*. Техн. редактор *Гинзбург*. Подп. и печати *Симкина*. Сдано в набор 25/XI 1932 г. Подпис. в печ. 11/IV 1933 г. Издат. № 742. Инд. МО-40-3-3. Тираж 3 000. Кол. печ. л. 8¼. Кол. печ. знаков в л. 39 000. Формат бум. 82×111/82. Уполномоченный Главлита В-50630. Заказ № 421.

1-я Образцовая типография Огиза РСФСР треста „Полиграфкнига“.
Москва, Валовая, 28.

СОДЕРЖАНИЕ

	<i>Стр.</i>
Предисловие	4
1. Образование профиля зуба	5
2. Эвольвентное зацепление	8
3. Конические колеса	13
4. Профилирование зуба методом обкатки	16
5. Определение угла качания люльки	23
6. Связь изделия с резцами	25
7. Подрезание при работе производственной рейкой	27
8. Особое зацепление системы „Глисон“ для конических шестерен с прямым зубом при угле между осями в 90°	32
9. Общий способ корригирования зацепления	41
10. Расчет зуба шестерни на прочность	46
11. Схема станка	52
12. Конструкция резцов	63
13. Перекатывающий механизм	69
14. Пределы регулировки сегмента	74
15. Бабка и делительный механизм	79
16. Червячная передача на люльку	83
17. Профиль кулаков	91
18. Кривошипный механизм	95
19. Технологический процесс	105
20. Настройка станка	110
Перечень литературы	111
Приложение: Инструкция для установки 8-дюймового зуборез- ного станка	112

ПРЕДИСЛОВИЕ

Эта книга является в нашей технической литературе одной из первых попыток осветить вопросы зуборезного дела. Автор ставит себе целью рассматривать зуборезный станок не обособленно, а в связи с расчетом зубчатых колес, и не только с точки зрения эксплуатации, но и с точки зрения конструкции.

В иностранной технической литературе вопросы станковедения и настройки современных станков освещаются очень мало.

Описание станков, которые изредка встречаются в технических журналах, являются главным образом рекламой станкостроительных фирм.

Такое скупое освещение вопросов особенно чувствуется по зуборезным станкам, производство которых сосредоточено в руках нескольких мировых фирм (Мааг, Рейнекер, Феллоу, Глисон, Пфаутер).

Наша задача — заимствовать все, что можно, из опыта иностранных предприятий и создать свое станкостроение, выработать свои конструкции.

Наша задача через внимательное изучение иностранного опыта освоить современный зуборезный станок, создать советский зуборезный автомат.

Книга рассчитана на наладчика станка, на рабочего-мастера, но может быть с интересом прочтена и студентом техникума и вуза и цеховым инженером.

Книга написана под руководством проф В. А. Кривоухова.

1. ОБРАЗОВАНИЕ ПРОФИЛЯ ЗУБА

Передача движения с точным передаточным числом осуществляется зубчатой передачей.

Для изготовления конических зубчатых колес и предназначен разбираемый нами 8-дюймовый зуборезный станок „Глисон“ (Gleason). Для лучшего уяснения конструкции станка и особого зацепления системы „Глисон“ для конических шестерен с прямым зубом при угле между осями в 90° вспомним, какие кривые могут быть положены в основу образования профиля зуба. При помощи теоремы Виллиса для зубчатых колес сделаем вывод основного закона зацепления.

Теорема Виллиса гласит следующее:

„В зубчатой передаче отношение угловых скоростей остается постоянной величиной, и ведомому валу обеспечено вполне точное число оборотов. Предположим, что передача осуществляется при помощи двух профилированных рычагов A и B , заклиненных на валах M_1 и M_2 . Вал M_1 пусть будет ведущим, а вал M_2 — ведомым (фиг. 1).

Если мы начнем вращать вал M_1 , то рычаг A начнет также поворачиваться (вследствие своего закрепления на валу M_1) и тем самым заставит поворачиваться рычаг B вместе с валом M_2 .

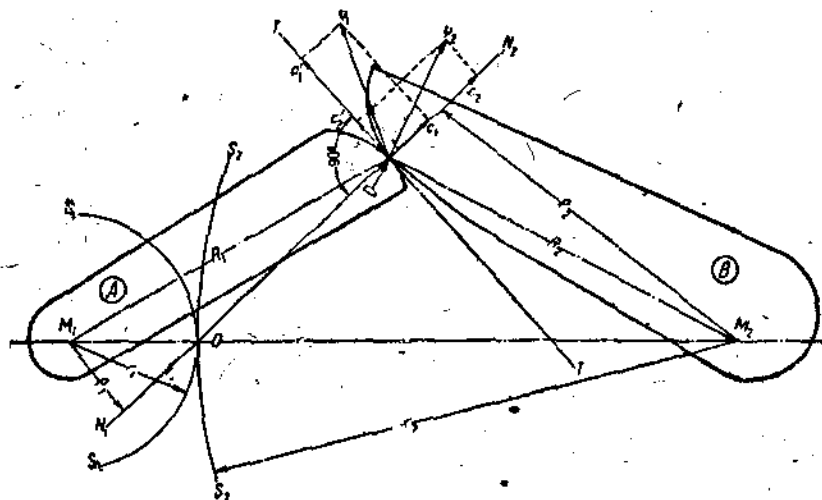
Возьмем произвольно момент движения и допустим, что в рассматриваемый момент рычаги A и B касаются по линии, которая проектируется в точку D (фиг. 1), а отрезки M_1D и M_2D являются мгновенными радиусами. Обозначим на чертеже радиус на рычаге A через R_1 и на рычаге B — через R_2 , скорость точки D , принадлежащей нижнему рычагу, — через V_1 , а скорость точки D , принадлежащей верхнему рычагу, — через V_2 . Угловую скорость рычага A обозначим через ω_1 , а рычаг B через ω_2 . Тогда мы можем написать уравнения:

$$V_1 = \omega_1 R_1; V_2 = \omega_2 R_2.$$

Проведем N_1DN_2 —общую нормаль—к профилям рычагов и TDT —общую касательную к точке D и разложим на эти два направления скорости V_1 и V_2 точки D .

Полученные таким образом составляющие скоростей по нормали обозначим через C_1 и C_2 , а по касательной через C'_1 и C'_2 .

Опустим перпендикуляры из центров валов M_1 и M_2 на общую нормаль N_1DN_2 и обозначим их через ρ_1 и ρ_2 . Из



Фиг. 1.

подобия полученных треугольников сможем написать следующие отношения:

$$\frac{C_1}{V_1} = \frac{\rho_1}{R_1}; \quad \frac{C_2}{V_2} = \frac{\rho_2}{R_2}.$$

Преобразовав эти выражения относительно C_1 , C_2 , получим:

$$C_1 = V_1 \cdot \frac{\rho_1}{R_1}; \quad C_2 = V_2 \cdot \frac{\rho_2}{R_2}.$$

Из ранее выведенных выражений $V_1 = \omega_1 R_1$, $V_2 = \omega_2 R_2$ найдем, чему равняется отношение $\frac{V_1}{R_1}$ и $\frac{V_2}{R_2}$; подставив эти значения в уравнения C_1 , C_2 , получим:

$$C_1 = \omega_1 \rho_1; \quad C_2 = \omega_2 \rho_2.$$

Так как рычаги касаются в точке D и верхний — ведомый — получает движение от нижнего ведущего, то C_2 не может быть больше C_1 , иначе верхний рычаг ушел бы вперед; невозможно также и предположение, что $C_2 < C_1$, так как тогда нижний рычаг врезался бы в верхний (если оба рычага сделаны из прочных материалов). Из рассмотренных случаев остается одна возможность, что $C_2 = C_1$, следовательно:

$$\omega_1 \rho_1 = \omega_2 \rho_2 \quad \text{или} \quad \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\rho_2}{\rho_1}.$$

Полученное равенство показывает, что если желательно сохранить постоянство отношения в передаче угловых скоростей, то необходимо, чтобы отношение $\frac{\rho_2}{\rho_1}$ оставалось постоянным.

Из подобия треугольников M_2ON_2 и M_1ON_1 имеем:—

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{M_2O}{M_1O},$$

значит вместо постоянства отношения $\frac{\rho_2}{\rho_1}$ можно рассматривать постоянство отношения $\frac{M_2O}{M_1O}$. Отсюда следует, что для любой точки соприкосновения рычагов общая нормаль к их профилям должна проходить через одну и ту же точку O , лежащую на линии M_1M_2 , соединяющей центры вращения колес.

Точку O называют полюсом зацепления.

Круги S_1OS_1 и S_2OS_2 , описанные радиусами $M_1O = r_1$ и $M_2O = r_2$, называют начальными окружностями. Скорости на начальных окружностях $V_1 = \omega_1 r_1$ и $V_2 = \omega_2 r_2$ будут равны между собой, так как $\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{r_2}{r_1}$.

Отсюда можно заключить, что начальные окружности будут катиться одна по другой без скольжения.

Итак, основной закон зацепления на основе теоремы Виллиса можно формулировать так: общая нормаль к профилям зубов в точке касания их должна всегда проходить через полюс зацепления, т. е. через точку касания начальных окружностей.

Этому основному закону удовлетворяет семейство циклоидальных кривых, главное свойство которых заключается в том, что нормаль к элементу кривой всегда проходит через соответствующую точку касания образующего и основного кругов.

Ввиду особенности кривой, получающейся при катании прямой по кругу, — развертки круга, называемой эвольвентой, — её выделяют в особую группу от остальных кривых семейства циклоид.

Отсюда два вида зацепления зубчатых колес, носящих соответствующие названия: 1) циклоидальное зацепление, т. е. такое зацепление, в основу профиля зуба которого положена циклическая кривая (циклоида, эпициклоида, гипоциклоида), и 2) эвольвентное зацепление, где в основе профиля зуба лежит эвольвента.

В современном машиностроении главное место по праву занимают зубчатки с эвольвентным зацеплением. Это объясняется тем, что эвольвентный профиль по своему свойству образования представляет движение точки, взятой на прямой, катящейся по окружности, вследствие чего режущей гранью инструмента (резца) может служить прямая, а не профилированный зуб фрезы, изготовление которого затруднительно. Кроме этого, эвольвентный профиль имеет преимущество над циклоидальным профилем в смысле монтажа, а именно: зубчатки с циклоидальным профилем зуба требуют точную установку между центрами колес, иначе получится неправильное зацепление, которое приведет к быстрому износу и поломке зубов. Что касается зубчаток с эвольвентным профилем зуба, то такой профиль позволяет изменить расстояние между центрами, не нарушая правильности зацепления, облегчая тем самым установку.

Поэтому мы считаем необходимым подвергнуть рассмотрению именно эвольвентное зацепление. Это важно еще и потому, что принцип обкатки целиком вытекает из закона образования профиля зуба с эвольвентным зацеплением.

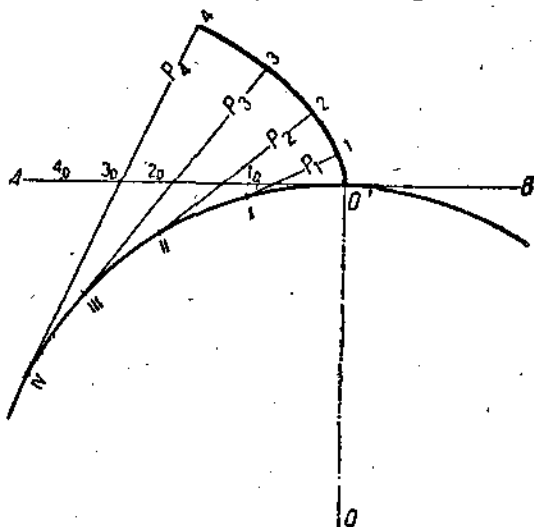
2. ЭВОЛЬВЕНТНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ

Приближенное графическое построение эвольвенты может быть получено следующим путем. Возьмем некоторую окружность с центром O (фиг. 2), проведем касательную AB к дуге в точке O , левую часть ее разделим на несколько частей и начнем катить ее по кругу против часовой стрелки

без скольжения; тогда первоначальная точка, касательная O , будет плавно и последовательно переходить в положение 1, 2, 3 и 4, описывая кривую, называемую эвольвентой; ее точки $1_0, 2_0, 3_0$ и 4_0 перейдут последовательно в точки I, II, III и IV.

С увеличением числа делений увеличится точность эвольвенты. Отсюда правило построения эвольвенты сводится к следующему: провести касательную к основной окружности, равную по длине $2\pi R$, разделить на равное число частей и то и другое и из точек на окружности радиусами, равными соответствующим дугам, описывать кривые, которые явятся составляющими эвольвенты.

Из изложенного видно, что характер эвольвенты меняется в зависимости от величины основной (развертываемой) окружности, причем каждому развертываемому кругу отвечает только одна эвольвента, а потому последняя не зависит от положения производящей линии AB .



Фиг. 2.

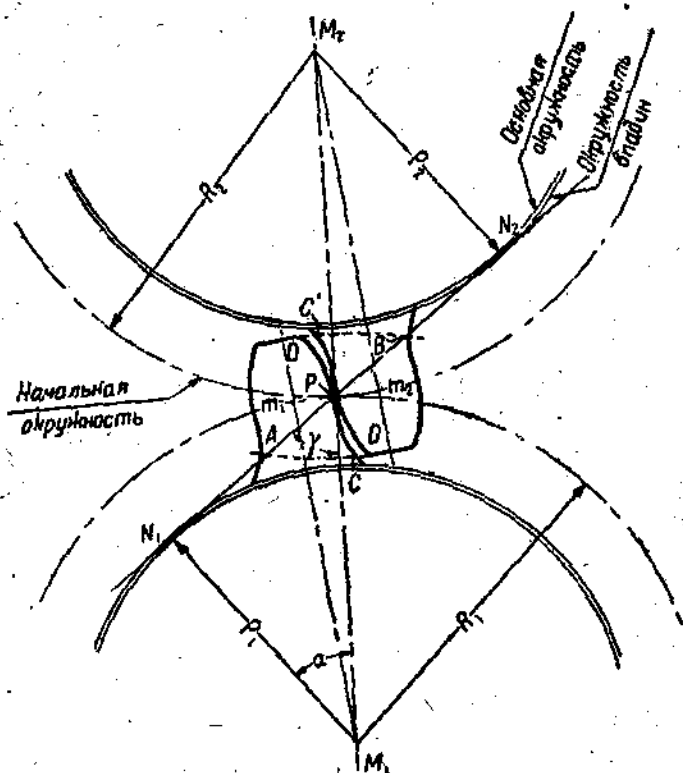
Эвольвентное зацепление отличается от циклоидального еще и тем, что линией зацепления является прямая, проходящая через полюс зацепления и касательная к производящей окружности. В нормальных зубчатых колесах за линию зацепления принимается прямая N_1N_2 , образующая с линией центров угол в 75° (фиг. 3).

При скатывании по кругу прямая N_1N_2 должна его касаться, а потому из центров колес M_1, M_2 проводят окружности радиусами ρ_1 и ρ_2 , равными длине перпендикуляров, опущенных из центров на линию N_1N_2 .

Длина перпендикуляра $\rho_1 = R_1 \sin 75^\circ = 0,966 R_1$; углом зацепления обычно считается угол, составленный частью

линии зацепления PN_2 и касательной к начальным окружностям в полюсе зацепления P . В нашем случае угол зацепления равен 15° .

Следя за движением точки прямой N_1N_2 , при катании ее по основной окружности радиуса ρ_1 , мы получим эволь-



Фиг. 8.

венту CPD ; когда же прямая N_1N_2 будет катиться по окружности радиуса ρ_2 , следом точки P будет эвольвента $C'P'D'$.

Полученные кривые могут быть приняты за профили двух совместно работающих зубьев. Отложив от полюса зацепления P вправо и влево на начальных окружностях по половине толщины зуба, проведем через точки m_1, m_2 радиусы M_1m_1 и M_2m_2 ; принимая их за оси симметрии, вы-

чертим профили зубцов; описав окружность кругов, выступов и впадин, получим полное очертание зубьев.

Как видно из фиг. 3, круги выступов органичивают полезную часть линии зацепления.

Дуга по начальной окружности, соответствующая части линии зацепления AP , расположенной до линии центров, называется дугой поворота до линии центров. Дуга по начальной окружности, соответствующая части линии зацепления BP , расположенной сзади линии центров, называется дугой поворота после линии центров. Сумма этих дуг называется дугой зацепления. Дуга зацепления равняется длине линии зацепления APB , деленной на $\sin \varphi$, где φ — угол наклона производящей прямой.

Формулой можно записать:

$$\text{дуга зацепления} = \frac{APB}{\sin \varphi}. \quad (1)$$

Одним из условий зацепления является необходимость одновременного участия не менее 2 зубьев в зацеплении; отсюда следует, что дуга зацепления должна быть больше шага t . Отношение длины дуги зацепления к шагу t называется продолжительностью зацепления. Обозначается продолжительность зацепления через букву τ .

Продолжительность зацепления выражается так:

$$\tau = \frac{AB}{t \sin \varphi} = \frac{AB}{t \cos \alpha} = \frac{ABR_1}{t r_1} \cdot 1. \quad (2)$$

Мы говорили выше о преимуществе эвольвентного зацепления над циклоидальным в смысле установки. Теперь, после того как выяснили, что профили зубьев остаются прежними при изменении положения производящей прямой, выяснили условия зацепления, — можем сказать, что зубчатые колеса с эвольвентными профилями зуба можно сдвигать и раздвигать до известного предела, т. е., чтобы продолжительность зацепления была не меньше 1,1.

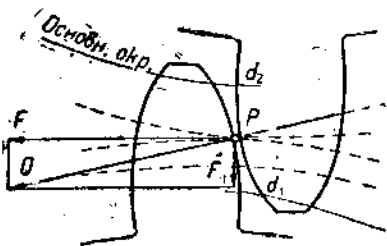
Для величин радиусов развертываемых кругов, при выводе основного закона зацепления нашли (фиг. 1)

$$\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2,$$

а потому на окружностях основных развертываемых кругов скорости равны между собой.

При малых основных окружностях зубья получаются очень острые (фиг. 4).

Направление нормального давления между поверхностями профилей в эвольвентном зацеплении совпадает с линией NN_1 . Разложив Q на две составляющие F и F_1 , получим, что радиальная F_1 будет оказывать давление на вал, работу же будет передавать F , перпендикулярная к радиусу в точке касания P . Следовательно, чем острее зуб, тем F_1 будет больше.

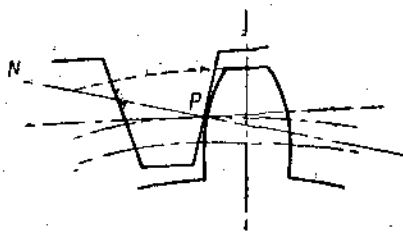


Фиг. 4.

Вывод из этого можно сделать следующий: чем больше угол зацепления, тем острее получается зуб и тем больше оказывается давление на вал.

Ножки зуба, очерченного по развертке, головка другого зуба будет касаться лишь до определенной точки d_1 и d_2 (фиг. 4). Достаточно развернуть лишь круги, проходящие через одну из этих точек. Этот круг будет наиболее выгодным, если принять, что плавность хода увеличивается, а износ уменьшается с увеличением продолжительности зацепления.

Изменение высоты зуба, как видно из фиг. 3, связано с величиной продолжительности зацепления. Зубья с высотой головки, равной M (модуль), обычно употребляют в нормальном зацеплении. Желая уменьшить трение на зубцах, а вместе с тем и уменьшить износ зубцов, головку зуба можно делать меньше одного модуля. Однако так как продолжительность зацепления должна быть больше единицы, то уменьшение величины головки возможно до известного предела.



Фиг. 5.

Нам остается еще рассмотреть частный случай зацепления, необходимый для дальнейшего анализа нарезания шестерни методом обкатки, — это зацепление зубчатого колеса с рейкой. Образование зубьев зубчатой рейки получается особенно просто (фиг. 5).

Делительную прямую рейки можно рассматривать как

дугу радиуса, равного бесконечности; тогда точка касаний производящей прямой NN на основном круге $\rho = \infty$ отходит в бесконечность, и эвольвента переходит в прямую, перпендикулярную прямой зацепления NN .

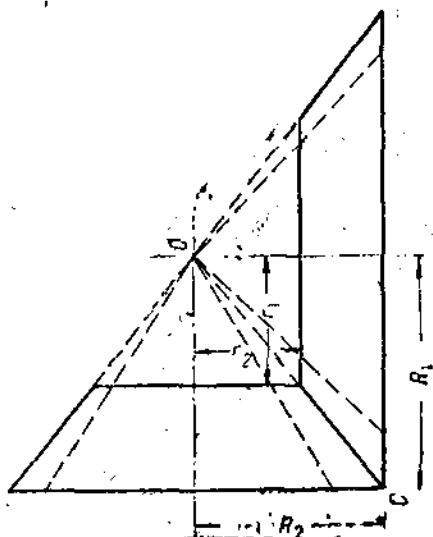
Прямой профиль зуба эвольвентной зубчатой рейки является большим преимуществом эвольвентного зацепления. Перенесение их на режущий инструмент дает прямые режущие кромки, точность изготовления которых может быть доведена до весьма высокой степени.

3. КОНИЧЕСКИЕ КОЛЕСА

При передаче между пересекающимися в одной плоскости валами применяются конические колеса, движение которых можно представить как перекатывание без скольжения двух усеченных конусов, касающихся по образующей.

Для выполнения этого условия необходимо, чтобы вершины конусов совпадали. Это вытекает из следующего: окружная скорость в каждой данной точке должна быть одинаковой для начальных конусов (фиг. 6).

Составим для точек соприкосновения начальных конусов уравнения скорости:



Фиг. 6.

$$\left. \begin{aligned} V_1 &= R_1 \omega_1 \\ V_2 &= R_2 \omega_2 \end{aligned} \right\} \quad R_1 \omega_1 = R_2 \omega_2; \quad \left. \begin{aligned} \frac{R_1}{R_2} &= \frac{\omega_2}{\omega_1} \\ \frac{r_1}{r_2} &= \frac{\omega_2}{\omega_1} \end{aligned} \right\} \quad \frac{R_1}{R_2} = \frac{r_1}{r_2}. \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} V_1 &= r_1 \omega_1 \\ V_2 &= r_2 \omega_2 \end{aligned} \right\} \quad r_1 \omega_1 = r_2 \omega_2;$$

В вершине конуса 1 радиус r_1 равен нулю. Из выведенной пропорции следует, что и r_2 будет также равен нулю,

иными словами — доказана необходимость совпадения вершин конусов.

Если для хода зацепления поставить условие, чтобы в точках касания происходило параллельно смещение касательных, то мы получим прямые линии зацепления: поэтому рабочие профили зубьев должны иметь эвольвентное очертание.

Ввиду того, что теоретически точное построение профиля зуба конических колес, вследствие затруднительности, на практике не применяется, а заменяется без ощутимой для работы таких колес погрешности приближенным построением, в котором профиль вы-

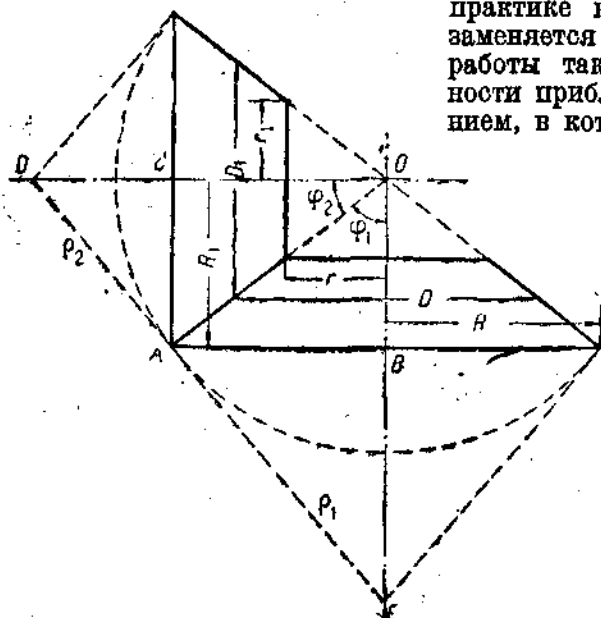
черчивается на поверхности дополнительного конуса, заменяющего шаровую поверхность, мы рассмотрим только этот метод построения.

Радиусы оснований начальных конусов AB и AC будут радиусами конических колес (фиг. 7).

На развернутых поверхностях дополнительных конусов, вычерчи-

вают профили зубьев, которые и принимают за профили зубьев конических колес. Вычерчивание выполняют точно так, как и для цилиндрических колес радиуса AE и AD , принимая величину шага, рассчитанного таким образом: очертание зуба конического колеса с числом зубьев Z_1 и углом конуса φ_1 соответствует очертанию зуба цилиндрического колеса одинакового шага и с числом зубьев

$$Z_1 = \frac{Z_1}{\cos \varphi_1}. \quad (4)$$



Фиг. 7.

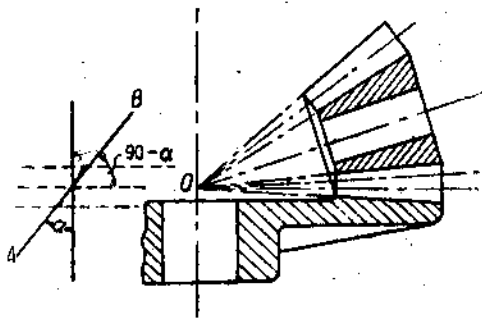
При угле φ между осями, равном 90° , $\frac{Z_1'}{Z_2'} = \left[\frac{Z_1}{Z_2} \right]^2$,

т. е. передаточное число выражается во второй степени собственной передачи.

Особый случай (соответствующий зубчатой рейке при цилиндрических колесах) будет при $\varphi = 90^\circ$: образующий конус переходит в плоскую поверхность (фиг. 8).

При теоретически точном построении профиля зуба круговой рейки на развернутой боковой поверхности цилиндра радиуса R получается кривая двойкой кривизны, имеющая точку перегиба в полюсе зацепления.

Проведя касательную AB , замечаем, что угол наклона ее с перпендикуляром, опущенным на плоскость начальной окружности, равен углу зацепления α .



Фиг. 8.

Эта прямая и принимается за профиль зуба круговой рейки, поверхность зубьев которой есть прямые поверхности, образующие которых проходят через вершину конуса O .

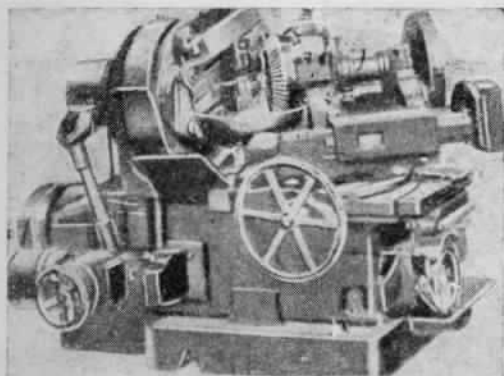
Это является большим преимуществом эвольвентного зацепления при изготовлении конических колес методом обкатки, так как дает возможность образования профиля эвольвентного зуба прямой режущей кромкой инструмента. Вследствие этого получается простота и высокая точность изготовления режущего инструмента.

Таким образом из рассмотрения теории эвольвентного зацепления и методов практического проектирования шестерни явствует, что образование профиля зуба конического колеса аналогично таковому в цилиндрических колесах, — образованию плоской поверхности зуба рейки в цилиндрических колесах соответствует зуб круговой рейки в конических шестернях.

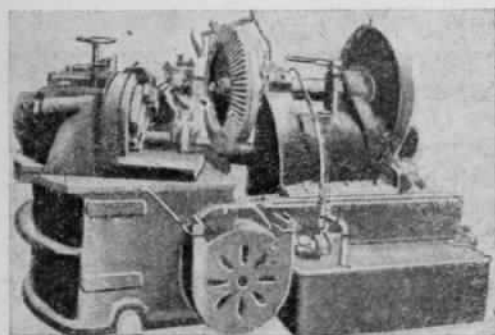
Исходя из этих соображений, будем рассматривать процесс изготовления шестерен методом обкатки.

4. ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЗУБА МЕТОДОМ ОБКАТКИ

Как и другие подобного рода станки, станок „Глисон“ производит чистовую обработку зуба шестерни, почему требует черновой предварительной нарезки впадины между зубами или — дисковой фрезой, или на специальном станке, (той же фирмы „Глисон“).



Фиг. 9.



Фиг. 10.

В основе движений, создающих обкатывание зуба шестерни режущим инструментом, лежат те же движения, что получаются при обкатывании двух сцепленных между собой шестерен (в действительности с некоторыми отклонениями, связанными с конструкцией станка), иначе говоря, станок автоматически воспроизводит эвольвентный профиль зуба простыми движениями.

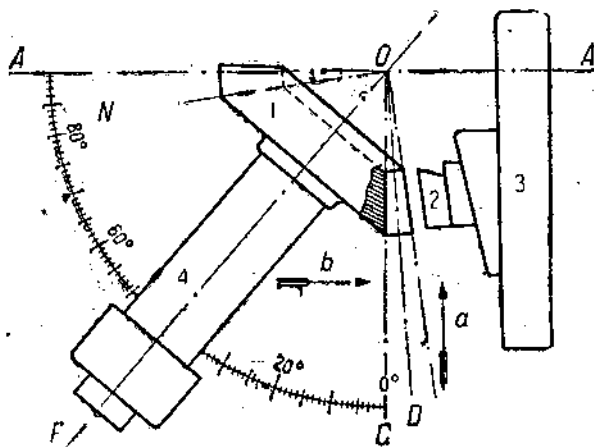
Рассмотрим эти движения. Для лучшего уяснения обратимся к станкам той же фирмы более раннего выпуска и несколько иной конструкции (фиг. 9 и 10).

Из фиг. 11 мы устанавливаем следующее: между нарезае-

мой шестерней 1 и резцами 2 осуществлено реечное зацепление; резцы представляют не что иное как часть круговой рейки (плоского колеса) с тем же передаточным числом.

Вид зацепления по стрелке *a* на фиг. 11 показан на фиг. 12.

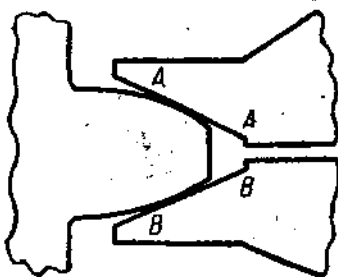
Профилирование зуба производится режущими кромками резцов AA и BB (фиг. 12). Ход резания резцов совершается все время параллельно образующей внутреннего конуса OC нарезаемой шестерни, для чего нарезаемая шестерня 1, укреп-



Фиг. 11.

пленная на оправке шпинделя головки 4, ставится на неподвижном столе N (пользуются нанесенными на нем градусными делениями при установке головки на коренной угол, соответствующий углу внутреннего конуса нарезаемой шестерни).

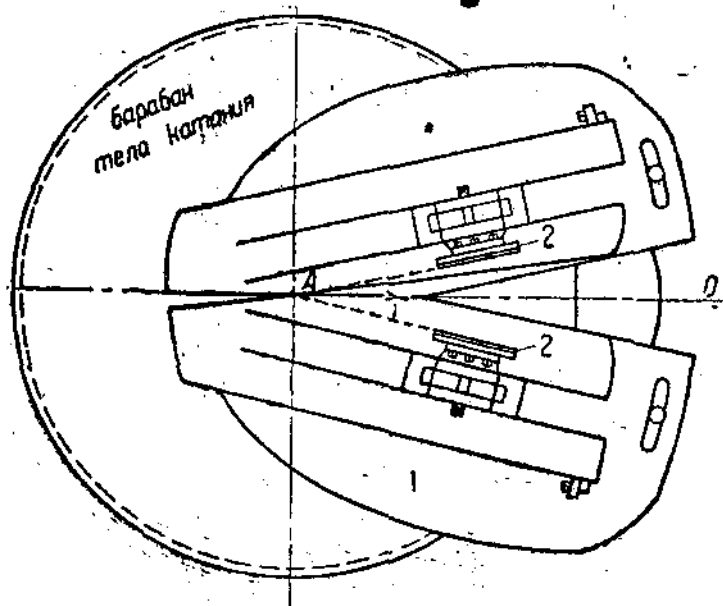
Люлька 3, в которой укреплены резцы, имеет качание вокруг оси AA . Одновременно нарезаемая шестерня имеет принудительное вращение вокруг оси OF . Для наглядности покажем схематически движения резцов с люлькой на фиг. 13 (вид по стрелке b на фиг. 11).



Фиг. 12.

Как видно из фиг. 13, резцы имеют режущий ход не только параллельно образующей внутреннего конуса, — между резцами устанавливается угол γ , соответствующий углу зуба. Таким образом, осуществив между резцами и нарезаемой шестерней реечное за-

цепление, придав люльке с резами качание вокруг оси, проходящей через точку A (фиг. 13) перпендикулярно к плоскости люльки, и сообщив соответствующее вращательное движение нарезаемой шестерне вокруг оси OF , мы механически воспроизводим на станке взаимную обкатку шестерен, с той разницей, что вместо второй шестерни у нас люлька, взамен зубцов которой мы поставили резцы, придав им режущий ход по касательной к профилю по длине зуба нарезаемой шестерни.



Фиг. 13.

Обращаясь к рассмотрению станка „Глисон“ для нарезки конических шестерен с прямым зубом новейшей конструкции, устанавливаем, что основной принцип — обкатка при нарезке — сохранен, но внесены конструктивные изменения, которые ту же задачу обкатки позволяют разрешать несколько иначе.

Эти конструктивные изменения целиком вытекают из необходимости приспособления станка старого вышеописанного типа для массового производства, что имеет большое

значение как в отношении изготовления станка, так и надежности и точности его работы.

В станке старой конструкции движения обкатки, будучи внешние простыми, являлись результатом сложных передач. Сложность заключалась в том, что наряду с качанием люльки в ней же требовалось осуществление режущего хода резцов по касательной к профилю зуба.

Следовательно, качающаяся люлька являлась сложной двигающейся частью станка, включающей в себя механизм осуществления прямолинейного хода ползунков, к которым крепились откидной суппорт с резцами. Кроме того, при 300—500 ходах ползунков в минуту и значительном их весе возникают колебания большой силы, отражающиеся на плавности катания люльки, что одновременно ведет к скорейшему расшатыванию механизма люльки и, следовательно, нарушению точности обкатки.

В станке новейшей конструкции эти слабые места станка устранены тем, что ползунки с резцами помещены в неподвижной стойке, в которой сохранен механизм осуществления прямолинейного хода резцов, а головка, на шпинделе которой укрепляется нарезаемая шестерня, помещена на столе качающейся люльки.

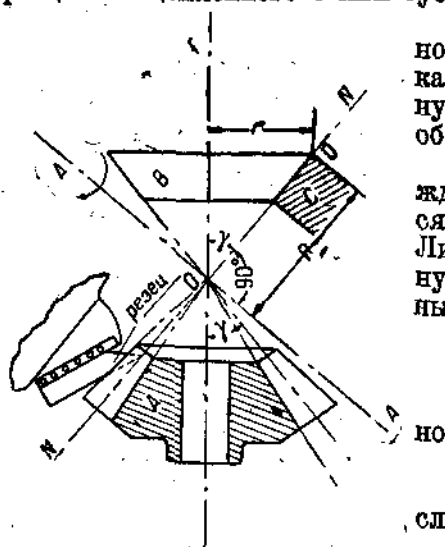
Таким образом оказалась удачно решенной задача отделения быстрых колебательных движений значительных масс ползунков от медленных плавных движений обкатки. Одновременно это позволило упростить и конструкцию станка.

Возвращаясь к фиг. 11, мы должны установить, что в станке последней конструкции качание люльки *З* осуществляется столом *Н*, а люлька *З* превращена в неподвижную стойку. В результате профиль зуба складывается из вращательного движения стола с помещенной на нем головкой вокруг оси *АА* и вращательного движения нарезаемой шестерни вокруг оси *ОГ*. Принудительное вращение нарезаемой шестерни около своей оси достигается включением перекачивающего механизма в виде сегмента и коронной шестерни.

Вначале мы установили, что резцы и изделие совершают движения, соответствующие взаимному перекачиванию. Очевидно, для получения взаимного перекачивания в качестве перекачивающего механизма мы должны взять начальный конус нарезаемой шестерни.

Заставив резцы вместе с плоскостью *С*, по которой катится направляющий конус *В*, вращаться в плоскости *NN*

вокруг оси AA , мы кинематически свяжем вращение люльки и резцов с поворотом нарезаемой шестерни A вокруг оси AA , что и будет соответствовать взаимному перекачиванию резцов и сцепленного с ним зубца шестерни (фиг. 14).



Фиг. 14.

Поворот изделия A в данном случае будет задаваться качением направляющего конуса B по плоскости C через общую с A ось.

Выясним зависимость между углом поворота катящегося конуса и люльки с резцами. Линейные пути точки D на конусе B и на плоскости C равны, т. е.

$$S_1 = S_2$$

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= r\varphi \\ S_2 &= R\beta \end{aligned} \right\} R\beta = r\varphi;$$

$$r = R \sin \gamma,$$

следовательно,

$$\beta = \varphi \cdot \sin \gamma, \quad (5)$$

где: β — угол поворота люльки вокруг оси AA ,
 " φ — " " нарезаемой шестерни вокруг оси FF ,
 " γ — " " конуса.

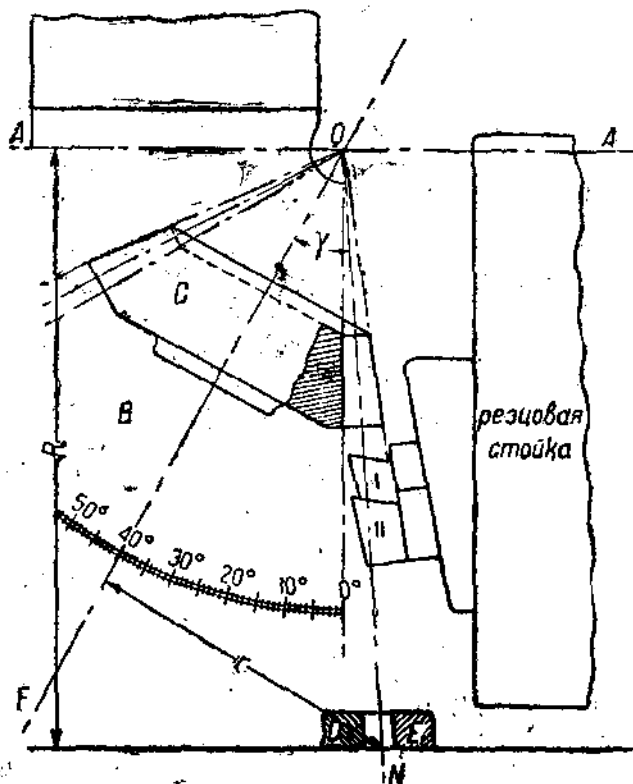
Уравнение $r = R \sin \gamma$ определяет связь величин r , R и γ ; поэтому для сохранения правильного взаимного перекачивания изделия с резцами мы можем заставить направляющий конус B обкатываться с плоскостью C на любом расстоянии от оси, сохранив лишь соотношение, указанное выше.

Приложив наши данные к новейшему 8-дюймовому „Глисон“, кинематику осуществленной на нем обкатки при строгании зубцов шестерни мы определим без особых затруднений.

Люлька B с головкой и шестерней C совершает качение вокруг оси AA , шпиндель OF , на котором укреплено изделие, связан с перекачивающим сегментом D , а последний сцеплен с коронной шестерней E (фиг. 16).

Сегмент является продолжением начального конуса шестерни C , для которого также действительно уравнение

$r = R \sin \gamma$. Угол начального конуса сегмента должен быть равен углу начального конуса изделия. При качании люльки сегмент, будучи сцеплен с коронной шестерней E , поворачивается на угол φ при повороте люльки на угол β , сообщает в то же время принудительное вращение изделию, равное углу φ ; таким образом осуществлена полностью кине-



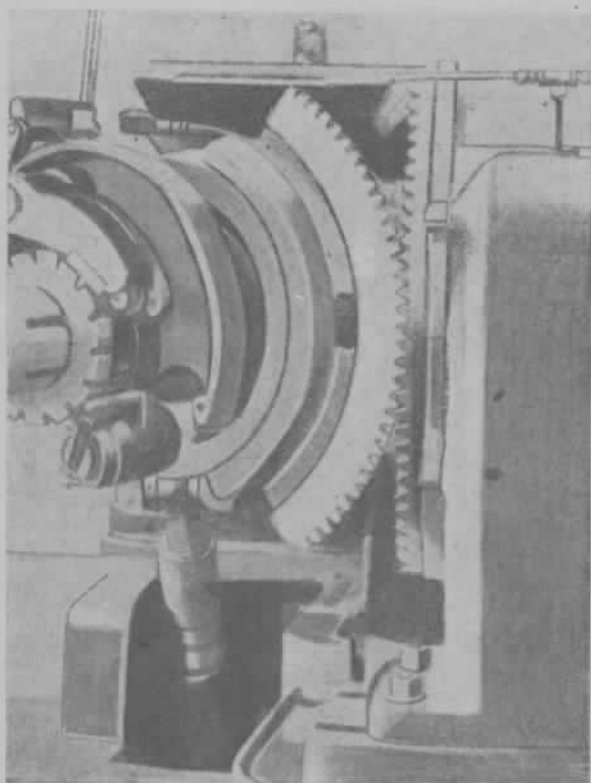
Фиг. 15.

матическая связь обкатки, в которой резцы не участвуют, а лишь имеют прямолинейное возвратно-поступательное движение, необходимое для процесса резания.

Как явствует из изложенного, угол поворота люльки связан с углом поворота изделия вокруг своей оси (OF) уравнением

$$\varphi \sin \gamma = \beta.$$

Из подобной кинематической связи вытекает следующее: мы можем сообщать люльке качание под любыми углами от нулевого положения и с любой быстротой; от этого процесс обкатки и, следовательно, образование профиля не будут нарушены.



Фиг. 16.

Но такого рода неограниченное качание совершенно не требуется; наоборот, в целях возможного сокращения мертвого хода станка, а также ввиду опасности выхода перекатывающегося сегмента из зацепления, необходим точный выбор угла качания люльки в зависимости от конструкции нарезаемой шестерни.

5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛА КАЧЕНИЯ ЛЮЛКИ

Так как качание люльки является одним из элементов нашей кинематической схемы, создающей взаимное перекачивание изделия с инструментом, то отсюда ясно, что углы качания люльки для нарезаемых шестерен с различными начальными конусами будут различны. Поэтому нашей задачей будет установление связи между углом качания люльки и данными нарезаемой шестерни. Для этого обратимся к фиг. 17.

При нарезании шестерни обкаткой обычно исходят из беззазорного зацепления изделия с резцами.

Путь, проходимый одной парой зубьев по начальной окружности от начала до конца зацепления, есть дуга зацепления. Очевидно, что для того, чтобы при движении направо резец 2, производя полную обкатку правой стороны зуба, вышел из зацепления с ним, необходимо, чтобы поворот равнялся дуге зацепления $+\frac{t}{2}$. Это для того, чтобы

вывести из зацепления резец 1 с левой стороны профиля зуба.

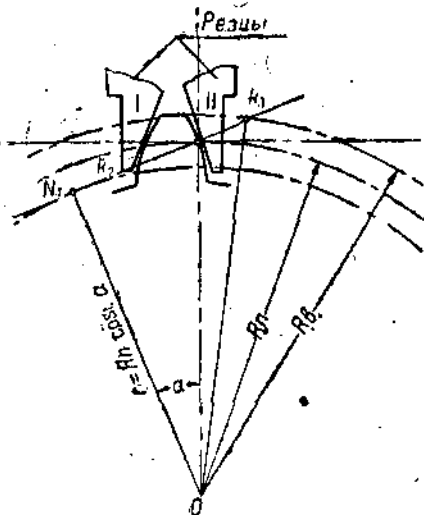
Таким образом, основное требование для угла качания люльки — это осуществление поворота изделия вокруг своей оси на дугу зацепления $+\frac{t}{2}$, где t — шаг зацепления.

Для упрощения нашей задачи будем решать ее приближенно; тогда дуга зацепления определится так:

$$\frac{\text{рабочая часть линии зацепления}}{\cos \alpha} = \frac{K_1 K_2}{\cos \alpha},$$

а

$$K_1 K_2 = \frac{\text{рабочая высота зуба}}{\sin \alpha} = \frac{H}{\sin \alpha}, \quad (6)$$



Фиг. 17.

следовательно, дуга зацепления равна

$$\frac{H}{\sin \alpha \cdot \cos \alpha} = \frac{2H}{\sin 2\alpha},$$

дуга поворота по начальной окружности будет равна

$$S = \frac{2H}{\sin 2\alpha} + \frac{t}{2}, \quad (7)$$

где α — угол зацепления.

По дуге поворота определится угловой путь γ

$$\gamma_{\min} = \frac{2H + \frac{t}{2} \sin 2\alpha}{R_n \sin 2\alpha} \text{ в радианах}; \quad (8)$$

угол поворота изделия при обкатке γ , выведенный из необходимости получения полной обкатки зуба резцами, будет считаться минимальным углом $\gamma_{\min}$; тогда окончательно:

$$\beta_{\min} = \gamma_{\min} \sin \varphi;$$

или

$$\gamma_{\min}^{\circ} = \frac{57,296 \cdot \pi}{Z} \left(\frac{2,76}{\sin 2\alpha} + 1 \right). \quad (9)$$

Максимальный угол качания люльки определяется угловой величиной сегмента.

Если через Z обозначим число зубьев шестерни, частью которой является сегмент, а через Z' — число зубьев сегмента, то угловая величина сегмента выразится:

$$\delta^{\circ} = \frac{Z' \cdot 360}{Z}, \quad (10)$$

а следовательно:

$$\gamma_{\max} = \frac{Z' \cdot 360}{Z}, \quad (11)$$

откуда

$$\beta_{\max} = \frac{Z' \cdot 360 \cdot \sin \varphi}{Z}. \quad (12)$$

Из кинематики обкатки следует, что для получения теоретически правильного профиля зуба перекатывающий сегмент должен иметь угол при вершине конуса, равный таковому у нарезаемой шестерни.

Следовательно, для нарезки колес с различными конусами к станку должен изготавливаться специальный сегмент для каждого угла.

Угол начального конуса перекатывающего сегмента может быть и отличным от угла конуса нарезаемого колеса, но тогда следует считаться с изменением профиля зуба.

Для того чтобы свести набор сегментов к минимальному количеству, на практике в известных пределах это несоответствие и допускается; это же предусмотрено и фирмой „Глисон“, что будет освещено в дальнейшем.

6. СВЯЗЬ ИЗДЕЛИЯ С РЕЗЦАМИ

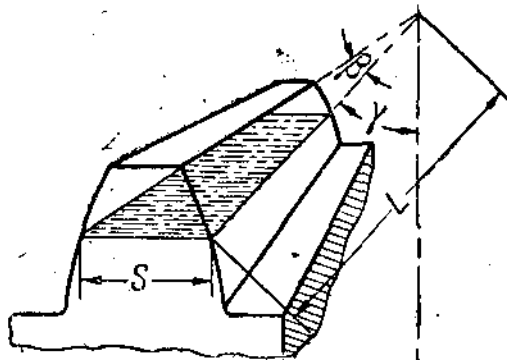
Нарезание шестерен методом обкатки можно получить различными способами:

1) взаимным перекатыванием изделия с рейкой (режущий инструмент), что соответствует старому типу станка (12-дюймовый „Глисон“), разобранному нами ранее;

2) скатыванием резцов относительно изделия;

3) скатыванием изделия относительно резцов.

Последний способ и применен на 8-дюймовом станке „Глисон“.

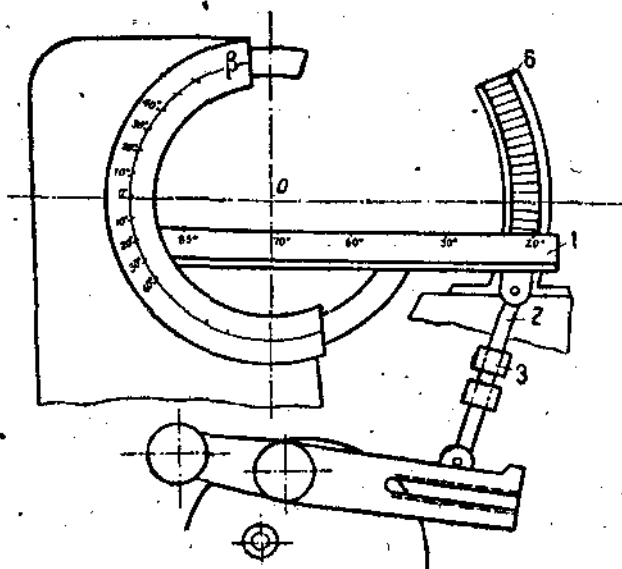


Фиг. 18.

С теоретической точки зрения не имеет значения, скатывается ли изделие относительно резца или наоборот, — это имеет значение с конструктивной стороны.

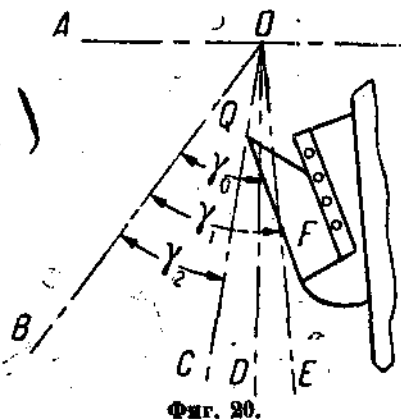
Скатывание изделия относительно резцов предполагает, что резцы имеют прямолинейное возвратно-поступательное движение, т. е. исключительно осуществляют ход резания.

Так как зубцы конической шестерни имеют угол зуба, то прямолинейный ход резцов должен совершаться под углом, равным углу нарезаемого зубца. Следовательно, конструкцией резцовой стойки должна быть предусмотрена возможность точной установки хода резцов соответственно углу зубца любой нарезаемой шестерни (фиг. 18).



Фиг. 19.

Режущий ход резцов совершается параллельно образующей внутреннего конуса; это получается автоматически установкой головки на столе люльки на угол внутреннего конуса шестерни.



Фиг. 20.

Покажем схематически расположение осей и углов на станке в момент нулевого положения обкатывающего механизма (фиг. 19 и 20).

- OA — ось качания люльки,
- OB — ось нарезаемой шестерни,
- OC — образующая внутреннего конуса шестерни,
- OD — образующая начального конуса изделия и перекачивающего механизма (сегмент и коронная шестерня),
- OE — образующая внешнего конуса нарезаемой шестерни,

O — центр стола, лежащий на оси AA ; с ним должна совпадать и вершина конуса нарезаемой шестерни,

- F — режущий инструмент,
 γ_0 — угол начального конуса изделия и сегмента,
 γ_1 — " внешнего " "
 γ_2 — " внутреннего " "

Из этой схемы явствует, что путь крайней точки (Q) режущей кромки реза должен совпадать по направлению с линией OO во время рабочего хода, а OC должна проходить через точку O и нулевое деление на столе. Это ведет к необходимости совершенно одинаковой установки резов по одному калибру для данного станка (для различного изделия), потому что основное требование — это совместить путь точки Q с линией, проходящей через O° и O на станке. Высота зуба будет получаться автоматически установкой оси шестерни (изделия) на коренной угол γ_2 по отношению к O° на столе станка.

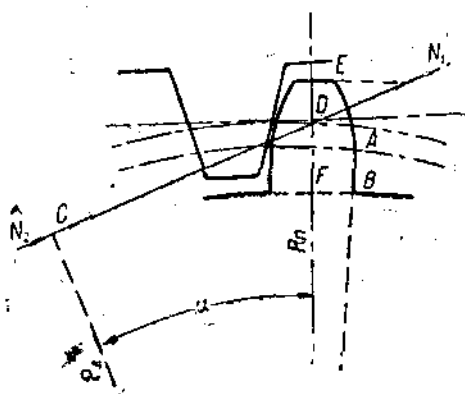
7. ПОДРЕЗАНИЕ ПРИ РАБОТЕ ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ РЕЙКОЙ

Профиль эвольвентного зуба в зацеплении с рейкой, показанный на фиг. 21, состоит из 2 частей: развернутой кривой, которая начинается от основной окружности и продолжается до вершины зуба, кончаясь в точке E и AB , лежащей между точкой начала зацепления A и окружностью впадин зуба.

Ниже точки N действие разворачивания эвольвенты не может иметь места, а потому если рейка, представляющая собой режущий инструмент, для обкатки не выступает ниже точки N , то галтель AB всегда будет лежать вне радиальной линии OA , проведенной от начальной точки эвольвенты.

Если же зубья рейки делаются длинные и выступают за точку C , то неизбежен подрез зуба (фиг. 22).

Как видно из этого рисунка, галтель AB заходит за радиальную линию AO ; часть развернутой кривой подрезается



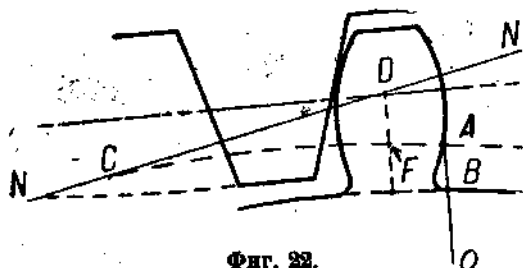
Фиг. 21.

излишне высокой головкой зуба производственной рейки, ножка зуба нарезаемого колеса получается ослабленной.

Из фиг. 22 нетрудно установить математически начало подреза производственной рейкой.

В самом деле, раз подрез зуба начинается только в случае

захода вершины зуба рейки за точку C , то, следовательно, подрез будет всегда, если высота головки зуба производственной рейки будет превышать величину DF , равную расстоянию от C до начальной окружности.



Фиг. 22.

ности (вернее, делительной прямой) зубчатой рейки.

$$DF = DO - r \cos \alpha, \quad (a)$$

но так как

$$DO = R_n,$$

то

$$r = DO \cdot \cos \alpha = R_n \cos \alpha,$$

после подстановки в ур-ние (a) имеем:

$$DF = R_n (1 - \cos^2 \alpha) = R_n \sin^2 \alpha;$$

окончательно

$$DF = R_n \sin^2 \alpha, \quad (13)$$

где: α — угол зацепления,

r — радиус основной окружности,

R_n — " начальная " "

Подходя таким образом к вопросу определения подрезания зуба, радиус начала подрезки без затруднений определится из уравнения:

$$A = R_n \cos^2 \alpha. \quad (14)$$

Для конических колес, которые можно рассматривать как цилиндрические с начальными радиусами, равными длине образующей дополнительного конуса, это уравнение примет вид:

$$A_k = L \operatorname{tg} \varphi \cdot \cos^2 \alpha, \quad (15)$$

где: L — длина образующей начального конуса,

φ — угол начального конуса.

Ввиду того, что это уравнение неудобно для определения начала подрезания у конических колес, так как в основе размера зубца конического колеса лежат угловые величины, а не линейные, то преобразуем уравнение, исключив линейные величины, таким образом, чтобы получить угол конуса, при котором начинается подрезание; угловая величина δ ножки зубца без подрезания определится из уравнения:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{L \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot \cos^2 \alpha}{L} = \operatorname{tg} \varphi \cdot \cos^2 \alpha. \quad (16)$$

Начало подрезания при угле конуса:

$$\varphi_n = \varphi - \delta. \quad (17)$$

В этом уравнении угол φ_n и будет углом конуса в зависимости от угла φ (начального конуса) и угла α (зацепления), при котором начинается подрезка зубца конической шестерни. Угловая величина подрезания (y) зубца конического колеса будет разностью между конусом начала подрезания и конусом впадин:

$$y = \varphi - \varphi_n. \quad (18)$$

Если при нарезании зубчатки по способу обкатки сдвинуть ее на угол y относительно резцов (в направлении от резцов), то этим самым подрезание зубца производственной рейкой будет избегнуто.

Как результат вышеприведенных вычислений теоретически можно считать зуб колеса подрезанным, если основание зуба нарезаемой шестерни превышает величину $R_n \sin^2 \alpha$.

Однако на практике зачастую эта теоретическая величина превышает, доходя иногда до $2R_n \sin^2 \alpha$. Действительно, для обыкновенных шестерен задней автомобильной оси, имеющей от 10 до 13 зубцов, основание зуба почти всегда больше, чем эта теоретическая величина. Это подтверждается также практической системой расчета зубцов, составленной фирмой „Глисон“, разбор которой мы займемся в дальнейшем. Точное место для подрезки в системе „Глисон“ было определено изучением автомобильной практики, исходя из того соображения, что правильная подрезка обеспечивает бесшумное зацепление и правильное усилие.

Из изложенного выше ясно, что при обработке колес методом обкатки (единственным, обеспечивающим правильное очертание по эвольвенте) производственная рейка дает опре-

зацепления $\alpha = 15^\circ$. Это видно из следующего (фиг. 24).

Примем для упрощения, что $Z_1 = Z_2$, а круги выступов как раз проходят через точки A и B касания прямой $N_1 N_2$ с основными окружностями; тогда при продолжительности зацепления

$$CA = CB = t = \\ = O_2 \cdot C \cdot \sin 15^\circ \approx 0,25 R, \quad (19)$$

а так как

$$Zt = 2\pi R,$$

то

$$Z = \frac{2\pi R}{t} = \frac{2\pi R}{0,25 R} = 25.$$

Это и будет наименьшее количество зубцов на малом колесе.

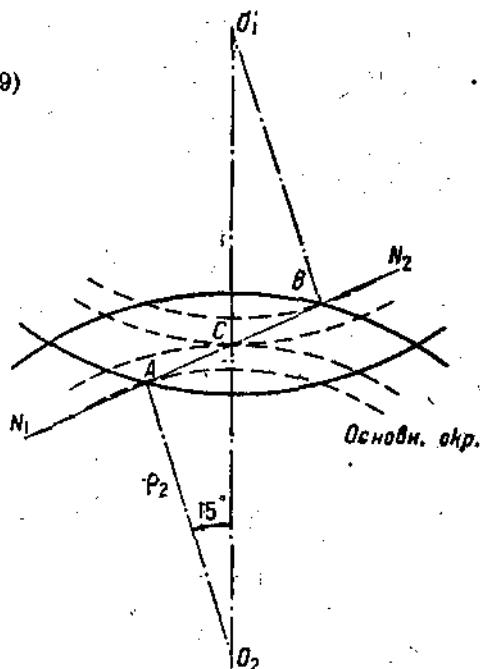
Но развитие автомобилестроения вызывает необходимость максимального уменьшения размеров зубчатых колес, а следовательно, и числа зубцов без ущерба для правильности зацепления.

Однако уменьшение числа зубцов в колесах с эвольвентными профилями наталкивается, на особое препятствие заключающееся в том, что при обычно

принятых до сих пор углах зацепления и размерах высот зубцов ($\alpha = 15^\circ$; $H = 2,166 M$. $h_1 = M$; $h_2 = 1,166 M$). При малом числе зубцов на колесе получается подрез ножек, что значительно их ослабляет.

При этом рабочая часть ножки уменьшается, длина рабочей линии зацепления также уменьшается, а это вызывает усиленный износ колес.

Средством для устранения указанных недостатков является: изменение расстояния центров вращения колес, изменение угла зацепления, нахождение кривых для профилей зубцов, более подходящих, чем эвольвента.



Фиг. 24.

Разработка вопроса в указанном направлении привела к применению особых зацеплений (ВКЭ, Мааг, озоидное зацепление — для цилиндрических; Бильграм, Глисон — для конических шестерен).

Профессором Шибелем теоретически обосновано конструирование зубчатых колес особого зацепления. В опубликованной им общей теории зацепления зубчатых колес (как для цилиндрических, так и для конических колес) дано математическое обоснование изменения профиля зуба в зависимости от сдвига производственной рейки. Согласно этой теории для конических колес особого зацепления зуб без подреза можно получить методом обкатки, изменив угол между осями передач, что на практике представляет большие неудобства.

Изменение угла между осями вызывается тем, что для получения основания ножки зубца как на малом, так и на большом колесе одинаковой толщины необходимо давать различные угловые сдвиги относительно резцов изготавливаемым парным шестерням. Разность между этими сдвигами, хотя и различно направленными, но не равными между собой, будет величиной изменения угла между осями колес, изготовленными таким способом.

8. ОСОБОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ СИСТЕМЫ „ГЛИСОН“ ДЛЯ КОНИЧЕСКИХ ШЕСТЕРЕН С ПРЯМЫМ ЗУБОМ ПРИ УГЛЕ МЕЖДУ ОСЯМИ В 90°

Система „Глисон“ для расчета зуба является практической системой, основанной на опыте, данные которого обработаны и сведены в таблицы.

Формулы, фигурирующие в этой системе, являются эмпирическими, вытекающими из обобщения опыта в применении к различным комбинациям зубчатых передач: поэтому, как к таковым, к ним и следует подходить.

Шаг t шестерни в зависимости от передаваемых усилий, определяется по обычным расчетным формулам для нормального зуба, так как общая высота зубца в этой системе, так же как и угол между осями, остается неизменным.

Получение обкаткой зубчатых колес с числом зубьев от 10 на малом колесе, без ощутимого ослабления такового подрезкой, основано на изменении угла головки и ножки зуба и угла зацепления при сохранении нормальной общей высоты зуба и диаметра начальной окружности. Следова-

тельно, толщина зуба, шестерни и зубчатого колеса по начальной окружности не будет равна $\frac{t}{2}$, а различная для зубьев малого и большого колеса.

Фирма „Глисон“ дает следующие данные для расчета зуба конических шестерен с прямым зубом, работающих под прямым углом и имеющих в ведущих шестернях 10 или более зубцов:

$$\text{рабочая глубина} = \frac{2,000 \text{ дм.}}{D_p}, \quad (20)$$

$$\text{полная глубина} = \frac{2,188 \text{ дм.}}{D_p}, \quad (21)$$

где D_p — диаметральный шаг (питч).

Угол зацепления отношений, имеющих в ведущей шестерне число зубьев:

14 и более	14,5°
13 — 13 до 13 — 24	17,5°
13 — 25 и выше	14,5°
12 — 12 и выше	17,5°
11 — 11 до 11 — 14	20°
11 — 15 и выше	17,5°
10 — 10	20°

Высота головки зуба:

$$\text{ведомой шестерни } h_1 = \frac{\text{вершина зубца}}{D_p} \quad (\text{табл. 1}), \quad (22)$$

$$\text{ведущей шестерни } h'_1 = \frac{2,000 \text{ дм.}}{D_p} - h_1. \quad (23)$$

Основание зубца:

$$\text{ведомой шестерни } h_2 = \frac{2,188 \text{ дм.}}{D_p} - h_1, \quad (24)$$

$$\text{ведущей шестерни } h'_2 = \frac{2,188 \text{ дм.}}{D_p} - h'_1. \quad (25)$$

Вершина зуба для 1 D_p

Отношение		Вершина зуба в дюймах	Отношение		Вершина зуба в дюймах
от	до		от	до	
1,00	1,00	1,000	1,42	1,45	0,760
1,80	1,02	0,990	1,45	1,48	0,750
1,02	1,03	0,980	1,48	1,52	0,740
1,03	1,04	0,970	1,52	1,56	0,730
1,04	1,05	0,960	1,56	1,60	0,720
1,06	1,06	0,950	1,60	1,65	0,710
1,06	1,08	0,940	1,65	1,70	0,700
1,08	1,09	0,930	1,70	1,76	0,690
1,09	1,11	0,920	1,76	1,82	0,680
1,11	1,12	0,910	1,82	1,89	0,670
1,12	1,14	0,900	1,89	1,97	0,660
1,14	1,15	0,890	1,97	2,06	0,650
1,15	1,17	0,880	2,06	2,16	0,640
1,17	1,19	0,870	2,16	2,27	0,630
1,19	1,21	0,860	2,27	2,41	0,620
1,21	1,23	0,850	2,41	2,58	0,610
1,23	1,25	0,840	2,58	2,78	0,600
1,25	1,27	0,830	2,78	3,05	0,590
1,27	1,29	0,820	3,05	3,41	0,580
1,29	1,31	0,810	3,41	3,94	0,570
1,31	1,33	0,800	3,94	4,82	0,560
1,33	1,36	0,790	4,82	6,81	0,550
1,36	1,39	0,780	6,81		0,540
1,39	1,42	0,770			

Величины K для формулы толшины зуба по окружности

Число зубцов в ведущей шестерне	Соотношение															
	1,90	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50	2,75	3,00	3,25	3,50	3,75	4,00	4,50	5,00	5,00 и бо- лее
Величины K для разных отношений																
10	0,025	0,070	0,100	0,120	0,140	0,160	0,175	0,190	0,205	0,215	0,225	0,230	0,240	0,250	0,255	
11	0,010	0,015	0,050	0,080	0,105	0,125	0,145	0,160	0,170	0,180	0,190	0,195	0,200	0,210	0,220	
12	0,000	0,040	0,070	0,100	0,120	0,140	0,155	0,170	0,180	0,185	0,190	0,195	0,205	0,210	0,215	
13	0,000	0,015	0,040	0,045	0,050	0,060	0,070	0,080	0,090	0,100	0,110	0,120	0,135	0,150	0,165	
14	0,000	0,015	0,030	1,050	0,065	0,080	0,090	0,100	0,110	0,120	0,125	0,130	0,140	0,150	0,160	
15 до 17	0,000	0,000	0,010	0,020	0,030	0,045	0,060	0,070	0,080	0,090	0,095	0,100	0,110	0,115	0,120	
18 до 21	0,000	0,000	0,000	0,000	0,010	0,030	0,045	0,060	0,070	0,080	0,085	0,090	0,095	0,100	0,100	
22 до 29	0,000	0,000	0,000	0,000	0,010	0,030	0,040	0,050	0,060	0,065	0,070	0,070	0,080	0,085	0,085	
30 и бо- лее	0,000	0,000	0,000	0,000	0,010	0,025	0,035	0,040	0,045	0,050	0,055	0,060	0,065	0,070	0,070	

Толщина зубца по начальной окружности ведомой зубчатки для всех отношений, применяющих угол зацепления

$$\alpha = 14,5^\circ; S = \frac{1,071 \text{ дм.}}{D_p} + 0,5 h_1 - \frac{K \text{ дм.}}{D_p} \quad (\text{табл. 2}); \quad (26)$$

$$\alpha = 17,5^\circ; S = \frac{0,971 \text{ дм.}}{D_p} + 0,6 h_1 - \frac{K \text{ дм.}}{D_p};$$

$$\alpha = 20^\circ; S = \frac{0,871 \text{ дм.}}{D_p} + 0,7 h_1 - \frac{K \text{ дм.}}{D_p}.$$

Толщина зубца по окружности ведущих шестерен для $\alpha = 14,5^\circ; 17,5^\circ; 20^\circ$.

$$S' = \frac{3,142 \text{ дм.}}{D_p} - S.$$

Предположим, что по системе „Глисон“ надо рассчитать шестерни $Z_1 = 11$; $Z_2 = 22$; $D_p = 4$ (полуосевая шестерня и сателлит АМОЗ); обозначив табличное значение

табл. 1 — через K' ,

„ 2 — „ K'' ,

определим их для данного случая из таблиц:

$$\frac{z_2}{z_1} = \frac{22}{11} = 2.$$

По табл. 1—2 ищем значение K' и K'' , соответствующее данному отношению:

$$K' = 0,66; K'' = 0,105,$$

по формулам (22—25) определим размеры зубца:

$$\left. \begin{aligned} h_1 &= \frac{K'}{D_p} = \frac{0,66 \text{ дм.}}{4} = 0,1625 \\ h_2 &= \frac{2,188 \text{ дм.}}{D_p} - h_1 = 0,547 - 0,1625 = 0,3845 \end{aligned} \right\} \text{сателлиты } Z,$$

$$\left. \begin{aligned} h'_1 &= \frac{2,000 \text{ дм.}}{D_p} - h_1 = 0,5000 - 0,1625 = 0,3375 \\ h'_2 &= \frac{2,188 \text{ дм.}}{D_p} - h'_1 = 0,547 - 0,3375 = 0,2095 \end{aligned} \right\} \text{полуосевые } Z_2.$$

$$\text{Полная высота зуба} = \frac{2,188 \text{ дм.}}{D_p} = 0,547 \text{ дм.};$$

$$\text{рабочая высота зуба} = \frac{2,000 \text{ дм.}}{D_p} = 0,5 \text{ дм.}$$

Сведем данные в табличку:

Таблица 3

	Ведущ. шест. Z_2	Ведом. Z_1
Высота головки зуба в дюймах	0,3375	0,1625
ножки " в дюймах	0,2095	0,3845
Рабочая высота в дюймах	0,5000	0,5000
Полная высота в дюймах	0,547	0,547
Угол зацепления в дюймах	17,5°	17,5°
Толщина зуба по нач. окр. в дюймах . .	0,580	0,304

Касательный зазор отсутствует

Радиальный " " 0,0470 дм.

Толщина зуба по начальной окружности определяется так:

$$a) S_1 = \frac{0,971 \text{ дм.}}{D_p} + 0,6 h_1 \cdot 0,1625 - \frac{0,105}{4} = 0,304 \text{ дм.}$$

$$b) S_2 = \frac{3,142}{4} - 0,304 = 0,580 \text{ дм.}$$

Для полноты картины определим продолжительность зацепления. Для цилиндрических колес число зубцов, находящихся в зацеплении, определяется уравнением:

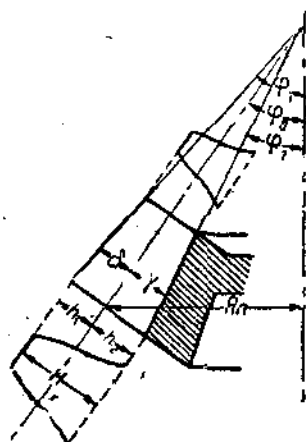
$$Z_{\text{зац}} = \frac{\sqrt{R_a^2 - R_o^2} + \sqrt{R_a^2 - R_o^2} - C \cdot \sin \alpha}{t}, \quad (28)$$

где: R_a — радиус окружности выступов,
 R_o — радиус основной окружности,
 C — расстояние между центрами колес,
 t — шаг.

Для определения продолжительности зацепления пары конических колес мы можем представить их как пару цилиндрических с радиусами A и B , равными длине образующей конуса, дополнительного к начальному¹⁾.

1) При определении продолжительности зацепления конических колес можно таковые заменить цилиндрическими шестернями, имеющими радиусы начальных окружностей равными $L \sin \varphi_0$. Тогда $Z_{\text{зац}}$ будет примерно на 5% менее, чем для приведенного способа.

Длина образующей начального конуса рассчитанных выше шестерен равна 3,074 дм.: угол начального конуса сателлита $\varphi_0 = 26^\circ 34'$, угол начального конуса полуосевой $\varphi_{02} = 63^\circ 26'$, тогда для нашего случая конических колес продолжительность зацепления определится следующим образом:



$$R_{b1} = A + h_1; \quad R_{o1} = A \cdot \cos \alpha;$$

$$R_{b2} = B + h_2; \quad R_{c1} = B \cdot \cos \alpha;$$

где:

$$A = L \operatorname{tg} \varphi_0 = 3,074 \cdot \operatorname{tg} 26^\circ 34' = 1,537 \text{ дм.}$$

$$B = L \operatorname{tg} \varphi_{02} = 3,074 \cdot \operatorname{tg} 63^\circ 26' = 6,15 \text{ дм.}$$

$$C = A + B = 7,687 \text{ дм.}$$

Фиг. 25.

$$Z_{\text{зац}} = \frac{\sqrt{(L \cdot \operatorname{tg} \varphi_{01} + h_1)^2 - (L \operatorname{tg} \varphi_{01} \cdot \cos \alpha)^2}}{t} + \\ + \frac{\sqrt{(L \cdot \operatorname{tg} \varphi_{02} + h_2)^2 - (L \operatorname{tg} \varphi_{02} \cdot \cos \alpha)^2} - C \cdot \sin \alpha}{t}$$

или, подставив найденные значения:

$$Z_{\text{зац}} = \frac{\sqrt{(1,537 + 0,3375)^2 - (1,537 \cdot \cos 20^\circ)^2}}{0,785} + \\ + \frac{\sqrt{(6,15 + 0,1625)^2 - (6,15 \cdot \cos 20^\circ)^2} - 7,687 \sin 20^\circ}{0,785} \\ Z_{\text{зац}} = 1,76.$$

Длина дуги зацепления до полюса зацепления и после пропорциональна высотам головок зубцов, на основании чего получим:

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{\text{высота головки зуба полуосевой шестерни}}{\text{» » » сателлита}}.$$

Вся дуга зацепления

$$S = Z_{\text{зац}} t = S_1 + S_2.$$

Из этих уравнений определяются S_1 и S_2 :

$$S_1 = \frac{1,76 \cdot 0,785 \cdot 0,7625}{0,1625 + 0,3375} = 0,45 \text{ дм.},$$

$$S_2 = S - S_1 = 1,76 \cdot 0,785 - 0,45 = 0,93,$$

где S_1 — величина дуги зацепления приближения,
 S_2 — " " " " удаления.

Расчет показывает, что в системе „Глисона“ дуга приближения в два раза меньше дуги удаления, в то время как в нормальных зубчатых колесах дуга приближения обычно равняется дуге удаления в силу равной высоты головок и ножек зубцов (фиг. 26).

Исходя из того, что работа шестерен с меньшей дугой приближения спокойнее, следует признать преимущество зацепления „Глисон“ в этой части перед нормальным.

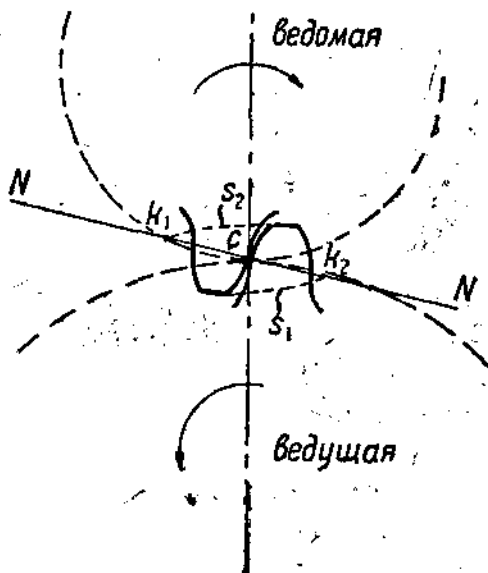
Что касается подреза зуба, то он этой системой совершенно не уничтожается, в чем нетрудно убедиться, применив формулу:

$$h_a \leq R_n \sin^2 \alpha$$

при отсутствии подрезания выведенную нами ранее.

По утверждению фирмы наличие подрезания в размерах, предусмотренных этой системой, является фактором, улучшающим работу шестерен.

Конечно, это утверждение, как и целый ряд других, представляющих систему как наилучшую, являются в некоторой части заявлениями рекламного порядка, требующими проверки в лабораторных условиях и оценки системы „Глисон“ в целом.



Фиг. 26.

Формулы расчета при английских обозначениях (все размеры в дюймах)

	Обозначение	Для нормальных шестерен	По системе „Глисон“
		Формула расчета	Формула расчета
1. Диаметр шаг . . .	D_p	$Z : D_t$	$Z : D_t$
2. Д diam. нач. окр. . .	D_t	$Z : D_p$	$Z : D_p$
3. Число зубцов . .	Z	$D_t \cdot D_p$	$D_t \cdot D_p$
4. Ширина впадины по дуге нач. окр. .	S	$1,5708 : D_p$	формулы 26
5. Толщина зуба по дуге нач. окр.	S_t	$1\,5708 : D_p$	$\frac{3,142}{D_p} - S$
6. Высота зуба	H	$2,1571 : D_p$	$2,188 : D_p$
7. Высота головки зуба	h_1	$1 : D_p$	формулы (22) и (23)
8. Высота ножки зуба.	h_2	$1,1571 : D_p$	формулы (24) и (25)
9. Расстояние между осями	E	$\frac{Z_1 + Z_2}{D_p}$	$\frac{Z_1 + Z_2}{D_p}$

$$\text{Диаметральный шаг (pitch) } D_p = \frac{3,14}{C_p} = \frac{25,4}{M},$$

$$\text{круговой шаг } C_p = \frac{3,14}{D_p} = \frac{M}{8,09};$$

$$\text{модуль } M = \frac{25,4}{D_p} = 8,09 C_p.$$

Теперь разберем, какие преимущества дает изменение по сравнению с нормальным расчетом проектирования зацепления по системе „Глисон“.

1. Согласно теории зацепления увеличение угла зацепления усиливает ножку зуба, но в то же время уменьшает продолжительность зацепления.

Соразмеряя изменение этих величин, можно получить наивыгодные условия работы зацепления, сведя подрез зуба к величине, не отражающейся на правильной работе шестерен. В системе „Глисон“ эта мысль и проводится. Насколько удачно разрешено это особым зацеплением „Глисон“, можно сказать после испытания в работе шестерен этой системы.

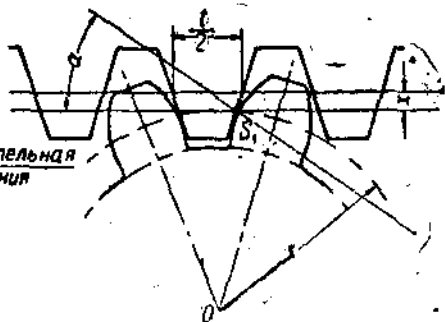
Во всяком случае это нельзя считать минусом, имея в виду стремление к переходу на 20° угол зацепления, где требуются зубчатые колеса с минимальным числом зубцов.

2. Увеличение высоты головки зуба малого (ведущего) колеса, как выяснено нами ранее, увеличивает дугу удаления, а уменьшение головки зуба большого (ведомого) колеса уменьшает дугу приближения, что ставит работу шестерен в более спокойные условия.

3. Уменьшение ножки зуба малого (ведущего) колеса по сравнению с нормальной соответственным образом уменьшает подрез, что видно из фиг. 27.

Увеличение за этот счет головки зуба делает ее острее.

4. Увеличение ножки зуба большого (ведомого) колеса при числе зубьев меньше 25 будет вести к подрезу зуба, но, имея в виду одновременное увеличение угла зацепления и соразмеряя эти величины, можно подрез свести к минимальной величине, хотя бы и за счет некоторого увеличения радиального давления.



Фиг. 27.

Указанный анализ говорит о том, что в системе „Глисон“ комбинацией изменения этих величин проводится стремление получить наиболее выгодное зацепление.

Изменением угла зацепления усиливается ножка зуба, уменьшается подрез, а варьированием головок и ножек зуба достигается равномерное распределение оставшегося подреза зуба на большое и малое колеса.

Здесь может быть опасность зацепления головки зуба от чрезмерного ее увеличения, но если эти величины не будут превзойдены, а толщина зуба по начальной окружности правильно определена, то теоретически особое зацепление „Глисон“ вполне обосновано и должно дать хорошую работу шестерен.

9. ОБЩИЙ СПОСОБ КОРРЕГИРОВАНИЯ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Особое зацепление „Глисон“, в основе которого лежат эмпирические формулы и табличные данные, не может слу-

жить истерпявающим материалом для обобщения и выводов закономерностей коррегирования зацепления. Крупнейшие заводы Америки и Европы рассчитывают зубчатые колеса по своим, выработанным многолетней практикой системам. Применение этих систем дает различные результаты, поэтому выявление определенного критерия является крайне необходимым как для оценки различных систем, так и для более глубокой разработки вопроса о коррегированном зацеплении колес, изготовляемых способом обкатки.

Основная задача коррегирования зацепления сводится к тому, чтобы без ущерба для бесшумности и плавности передачи, не жертвуя передаваемыми усилиями, сконструировать зубчатую передачу с минимальным числом зубцов, а следовательно, и с минимальной затратой труда и материала.

Основными величинами, характеризующими профиль зубца, являются: 1) толщина по начальной окружности, 2) высота головки и ножки зубца, 3) угол зацепления (давления).

В нормальных зубчатых колесах толщина зубца по начальной окружности равна половине шага $\left(\frac{t}{2}\right)$, высота головки равна высоте ножки (без радиального зазора) и выражается величиной, равной M (модулю); угол зацепления обычно равен 15° .

В коррегированном зацеплении любой системы эти величины не являются стандартными для любой пары шестерен, а изменяются в зависимости от числа зубцов и передаточного числа с таким расчетом, чтобы продолжительность зацепления была больше 1 без ослабления зубца подрезанием. Как известно, основным препятствием к изготовлению зубчатых колес с малым числом зубцов является ослабление основания подрезанием производственной рейкой, которое начинается при радиусе

$$A = R \cos^3 \alpha. \quad (29)$$

Рассматривая для простоты и наглядности пару конических шестерен как цилиндрические радиуса

$$R = L \operatorname{tg} \varphi \quad (30)$$

(где φ — угол начального конуса), величину подрезания (λ) получим как разность между радиусом начала подрезания (A) и радиусом впадин зубцов (R_b):

$$\lambda = A - R_b, \quad (31)$$

но

$$R_2 = L \operatorname{tg} \varphi - h_2,$$

следовательно

$$\lambda = L \operatorname{tg} \varphi \sin^2 \alpha - h_2, \quad (32)$$

где h_2 — высота ножки зубца.

Рассматривая изготавливаемую шестерню в зацеплении с производственной рейкой, можем сделать заключение о том, что для устранения подрезаний зубца рейку необходимо сдвинуть по направлению от центра шестерни (положительный сдвиг) на величину x в пределах от $\lambda - f$ до λ . Тогда толщина зубца по начальной окружности будет на $2x \operatorname{tg} \alpha$ больше $\frac{t}{2}$ и равна

$$S_1 = \frac{t}{2} + 2x \operatorname{tg} \alpha. \quad (33)$$

Толщина же зубца парной шестерни должна быть на $2x \operatorname{tg} \alpha$ меньше, нежели $\frac{t}{2}$, и равна

$$S_2 = \frac{t}{2} - 2x \operatorname{tg} \alpha. \quad (34)$$

Если сдвиг x сделать одинаковым для обоих колес, что сохранит угол между осями передачи в 90° , то получим ножки зубцов парных колес неодинаковой толщины. Для устранения или уменьшения этого недостатка необходимо давать различные сдвиги рейке при нарезании парных шестерен, что связано с изменением угла (расстояния) между осями передачи на величину разности сдвига.

$$\frac{x}{L} = \operatorname{tg} \delta; \quad \frac{x_1}{L} = \operatorname{tg} \delta,$$

тогда

$$\delta_0 = \delta - \delta_1 \quad (35)$$

и угол между осями будет равен:

$$\varphi_1 + \varphi_2 + \delta_0, \quad (36)$$

или же изменить соотношение высоты головки и ножки зубца.

Фирмой „Глисон“ практически установлена высота головки и ножки 0,3 и 0,7 — полной высоты зубца (включая и радиальный зазор), что удобнее и менее сложно, чем

изменение угла между осями передачи. Размеры зуба полуосевой шестерни и сателлита, рассчитанные по системе „Глисон“ и согласно заводскому чертежу другой фирмы, различны между собой, но общность их в том, что толщина зуба по начальной окружности не равна $\frac{t}{2}$ и соотношение головок и ножек иное, чем в нормальных колесах: поэтому мы можем рассматривать их как полученные при нарезке-обкатке путем сдвига производственной рейки. Выясним величину сдвига, допускаемого этими системами, пользуясь размерами рассчитанного зуба полуосевой шестерни и сателлита по системе „Глисон“ и по заводскому чертежу другой фирмы для сравнения величины этих сдвигов.

По Глисону:	Полуосевая	Сателлит
Толщина зуба по начальной окружности	0,3115 дм.	0,4375 дм.
Высота головки зуба	0,1625 "	0,3375 "
Высота ножки	0,3845 "	0,2095 "
Радиальный зазор	0,047 "	0,047 "
Угол зацепления α	$20^\circ; t = 0,785$	
Диаметральный шаг	$D_o = 4$	

Уравнение сдвига в общем виде:

$$x = \frac{S - \frac{t}{2}}{2 \operatorname{tg} \alpha} = \frac{2S - t}{4 \operatorname{tg} \alpha}. \quad (37)$$

Для полуосевой

$$x = \frac{2 \cdot 0,3115 - 0,7850}{4 \operatorname{tg} 20^\circ} = \frac{0,623 - 0,785}{4 \cdot 0,365} = -0,11 \text{ дм.}$$

Для сателлита

$$x_1 = \frac{2 \cdot 0,4375 - 0,785}{4 \operatorname{tg} 20^\circ} = +0,11 \text{ дм.}$$

Высота головки полуосевой

$$h_1 = \frac{2 \cdot 0,3}{D_p} = 0,1625.$$

Высота ножки полуосевой

$$h_2 = \frac{2 \cdot 0,7}{D_o} = 0,3845.$$

Высота головки сателита

$$h_1 = \frac{2 \cdot 0,7}{D_p} - f = 0,3375.$$

Высота ножки сателита

$$h_2 = \frac{2 \cdot 0,3}{D_p} + f = 0,2095.$$

Шестерни „Автокар“	Полусосевая	Сателит
Толщина по начальной окружности . . .	0,3195 дм.	0,463 дм.
Высота ножки	0,3679 „	0,187 „
Высота головки	0,1470 „	0,334 „
Угол зацепления	$\alpha = 20^\circ$	

$$D_p = 4.$$

$$x = \frac{2 \cdot 0,3195 - 0,785}{4 \operatorname{tg} 20^\circ} = -0,1 \text{ дм.},$$

$$x_1 = \frac{2 \cdot 0,463 - 0,785}{4 \operatorname{tg} 20^\circ} = +0,1 \text{ дм.}$$

Отношение головки и ножки к полной высоте зубца 0,35 и 0,65. Приведенный выше расчет показывает, что сдвиг производственной рейки для обеих шестерен одинаков, следовательно, угол между осями передачи сохраняется в 90° . По абсолютной величине примененные этими двумя заводами сдвиги дают разницу на 0,01 дм. При нормальном расчете зубцов ножки зубцов сателита оказались бы подрезанными на величину λ , которая определится из уравнения:

$$\lambda = L \operatorname{tg} \varphi \sin^2 \alpha - h_2, \quad (38)$$

$$\lambda = 3,074 \cdot 0,5 \cdot (0,312)^2 - 0,25 = -0,115 \text{ дм.},$$

где:

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha = 20^\circ, \\ \varphi = 26^\circ 34', \\ h_2 = \frac{1 \text{ дм.}}{D_p} = 0,25 \text{ дм.}, \\ L = 3,074. \end{array} \right.$$

Эвольвентный профиль (рабочий) будет срезан на высоте

$$\lambda - f = 0,115 - 0,047 = 0,068.$$

Не останавливаясь на вопросе точного определения сдвига рейки при конструировании ковических колес, на основе изложенного выше можно наметить, хотя бы с грубым приближением, границы сдвига x производственной рейки. Линейная величина сдвига x производственной рейки обязана лежать в пределах от полной величины подрезания λ до $\lambda - f$, где f — радиальный зазор.

В приведенных нами расчетах скорректированного зацепления двух различных фирм величина сдвига берется на 5—10% меньше общей величины подрезания λ ¹⁾.

10. РАСЧЕТ ЗУБА ШЕСТЕРНИ НА ПРОЧНОСТЬ

В настоящее время существует несколько формул для расчета зуба шестерни на прочность, которые приблизительно с рядом допущений в той или иной мере определяют давление на зубец.

Фирма „Глисон“ предлагает расчет зуба на прочность вести по формуле Льюиса, но использовать значение коэффициентов для формулы (K_z) согласно данным фирмы.

По данным фирмы ее коэффициенты отличаются от коэффициентов Льюиса тем, что в формуле Льюиса сила давления предполагается приложенной на конец зуба, в то время как при современных методах обработки зубчатых колес такое положение на практике не встречается.

Для сравнения достоинств этих формул мы произведем примерный расчет пары шестерен по наиболее употребительным формулам.

Основная расчетная формула:

$$P = 0,06 K_{\text{из}} \cdot b \cdot t. \quad (39)$$

Приравняв $0,06 K_{\text{из}} = C$, коэффициент износа получим:

$$P = C \cdot b \cdot t; \quad (40)$$

C — коэффициент износа,

b — длина зуба,

t — шаг.

¹⁾ Более подробно о корректировании зацепления см. А. Ш и б е л ь, Зубчатые колеса; Куц ба х и статьи инж. Кравченко, „Вестник инж. и техн.“ № 5, 1932 г.

Для колес, работающих с окружной скоростью V от 0,25 до 16 м/сек, эта формула преобразована в следующем виде:

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450 \cdot N}{C \cdot \phi \cdot Z \cdot n}}, \quad (41)$$

где N — мощность, передаваемая шестерней,
 C — коэффициент износа, зависящий от скорости,

$$\phi = \frac{b}{t},$$

Z — число зубцов шестерни,

n — число оборотов

Если задан крутящий момент, то расчетная формула напишется:

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{C \cdot \phi \cdot Z} M_{кр.}} \quad (42)$$

Формула Льюиса пишется так:

$$P = K_1 K_2 \frac{b}{10 M} \cdot \alpha \cdot \beta, \quad (43)$$

где: P — усилие, передаваемое одним зубцом,

K_1 — допускаемое напряжение на изгиб (берется по табл. 4),

K_2 — давление на зуб в зависимости от Z (берется по табл. 7),

b — длина зуба в мм,

M — модуль,

$\alpha = \frac{180}{180 + V} \text{ м/мин}$, где V — окружная скорость шестерни в м/мин,

β — продолжительность зацепления.

Наконец, для расчета зубца по системе „Глисон“ преобразуем формулу Льюиса из метрического в английское измерение, введя соответствующие поправочные коэффициенты.

$$P = (25,4)^2 K_1 K_2 \frac{b \cdot D_p}{10 \cdot 25,4} \cdot \alpha \cdot \beta, \quad (44)$$

где D_p — диаметральный шаг; b — длина зубца в дюймах.

Обозначив $\frac{K_2}{25,4} = K_0$ и сделав сокращения, получим:

$$P = 65 \cdot K_1 \cdot K_0 \cdot b \cdot D_p \cdot \alpha \cdot \beta, \quad (45)$$

где K_1 берется по табл. 4,
 K_0 берется по табл. 8 (фирмы „Глисон“).

Остальные значения прежние.

Таблица 4

Значения K_1

Материал	Допускаемое напряже- ние в кг/мм
Чугун	5,5
Стальное литье	14
Кованая сталь	17,5

Расчет конических колес на прочность ничем не отличается от цилиндрических, с той разницей, что при расчете конических колес определяют шаг их не по внешним радиусам R_1 и R_2 , а по средним R_1' и R_2' (фиг. 28).

Затем определяют длину зуба b .

Имея величину шага t' на средней делительной окружности и длину зубьев b , легко перейти к шагу t на внешней делительной окружности:

$$t = t' + \frac{b \pi}{Z_1} \sin \varphi_1 \quad (46)$$

или

$$M = M' + \frac{b}{Z_1} \sin \varphi_1. \quad (47)$$

Сравнительные результаты расчета шестерен по этим формулам даны в табл. 5.

Последние две формулы дают приблизительно одинаковые размеры зубца.

Таблица 5

		<i>t</i>	<i>M</i>	<i>D</i>	<i>b</i>
1	По формуле (41)	34,6	11	165	104
2	„ Льюису (43)	28	9	35	81
3	„ с коэф. „Глисона“ формула (45)	27	8,5	127	76,2

Если сравнить допускаемые этими формулами напряжения, взяв за основу зуб шестерни, рассчитанной с коэффициентом Глисона, то получим следующую картину:

<i>A</i>	Допускаемое окр. усилие в кг
По формуле (41)	1030
„ формуле Льюиса	1900
„ с коэф. „Глисона“	2000

откуда ясно, что формула Льюиса допускает напряжение в 1,9 раза более немецкой формулы, а коэффициент Глисона — даже в два раза.

Иногда применяют для расчета формулу Льюиса без учета продолжительности зацепления (β).

В этом случае шестерни будут работать с меньшим напряжением, но все же превышающим напряжения, допускаемые немецкой формулой (табл. 6).

Таблица 6

	Допускаемое окр. усилие на зуб в кг
По формуле (41)	1030
„ формуле Льюиса	1270
„ с коэф. „Глисона“	1330

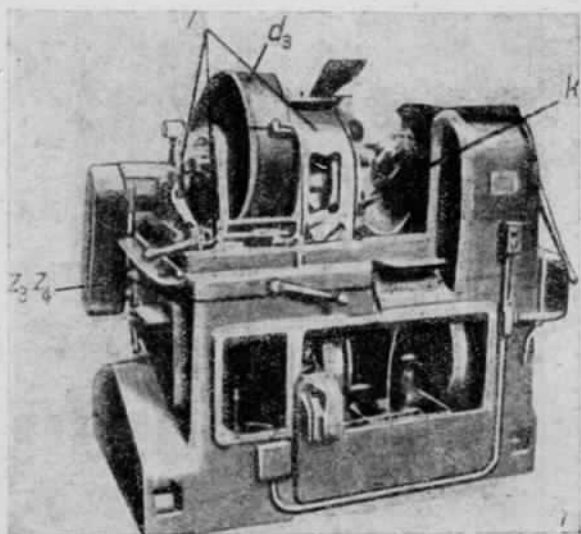
Таблица 7
Значения E_2

Число зубцов шестерни	М о д у л ь																			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
12	2,10	8,4	19,0	34	53	76	103	134	170	210	254	302	355	412	473	538	607	680	759	840
13	2,2	8,8	19,8	35	55	79	108	141	178	220	266	317	372	431	495	564	636	712	795	880
14	2,26	9,0	20,4	36	57	81	111	145	183	226	274	326	382	444	509	578	654	733	820	904
15	2,36	9,4	21,0	38	59	85	116	151	191	236	286	340	399	463	532	605	682	765	853	944
16	2,42	9,7	22,0	39	60	87	118	155	196	242	292	348	408	475	545	620	699	784	874	968
17	2,51	10,0	22,6	40	63	90	124	161	203	251	304	362	424	492	565	643	726	815	906	1004
18	2,61	10,4	23,5	42	65	94	128	167	212	261	316	376	441	512	588	668	755	847	943	1042
19	2,73	10,9	24,6	44	68	98	134	175	221	273	331	393	461	535	615	699	790	886	986	1090
20	2,83	11,3	25,5	45	71	102	138	181	229	283	342	408	478	555	637	725	816	918	1020	1130
21	2,89	11,5	26,0	46	72	104	141	185	234	289	350	416	488	566	651	740	836	937	1042	1153
23	2,95	11,8	26,5	47	74	106	144	189	239	295	357	425	498	578	664	756	854	956	1063	1179
25	3,05	12,2	27,4	49	76	110	149	195	247	305	369	446	516	598	680	781	882	990	1102	1219
27	3,14	12,5	28,2	50	78	113	154	201	254	314	380	451	531	616	707	804	908	1017	1132	1254
30	3,20	12,8	28,8	51	80	115	157	204	259	320	387	461	541	627	720	820	926	1037	1152	1280
34	3,27	13,1	29,4	52	82	118	160	209	265	327	396	471	552	641	736	837	945	1059	1180	1309
38	3,36	13,4	30,2	54	84	121	165	215	272	330	406	484	568	660	756	860	972	1083	1214	1342
43	3,46	13,8	31,2	55	86	124	169	221	281	346	418	498	585	678	779	886	1000	1120	1248	1382
50	3,52	14,1	31,7	56	88	127	172	225	285	352	426	508	595	690	792	901	1013	1140	1270	1407
60	3,58	14,3	32,2	57	89	129	175	229	290	358	431	516	606	702	806	916	1031	1159	1291	1430
75	3,64	14,5	32,8	58	91	131	178	233	295	364	441	525	615	714	818	932	1050	1170	1312	1455
100	3,71	14,8	33,4	59	93	133	180	237	303	371	448	534	627	727	835	951	1072	1201	1338	1481
150	3,77	15,1	33,9	60	94	136	185	241	305	377	456	544	636	740	848	965	1088	1220	1360	1507
300	3,81	15,2	34,3	61	95	137	187	244	309	381	462	548	644	746	866	975	1101	1238	1373	1521
Зубч. рейка	3,9	15,6	35,1	62	97	140	190	249	316	390	472	562	606	765	877	999	1228	1282	1408	1560

11. СХЕМА СТАНКА

Станок, доставленный фирмой „Глисон“ на наши заводы, предназначен для массового производства, имеет одну скорость резцов — число ходов в минуту и одну подачу. Если же желательно получить другую скорость резцов, то нужно сменить шкив электромотора, если же станок работает от контрпривода, то нужно сменить шкив на контрприводе.

Для изменения подачи необходимо сменить шестерни (Z_3Z_4), находящиеся сбоку с левой стороны от рабочего места (фиг. 29).



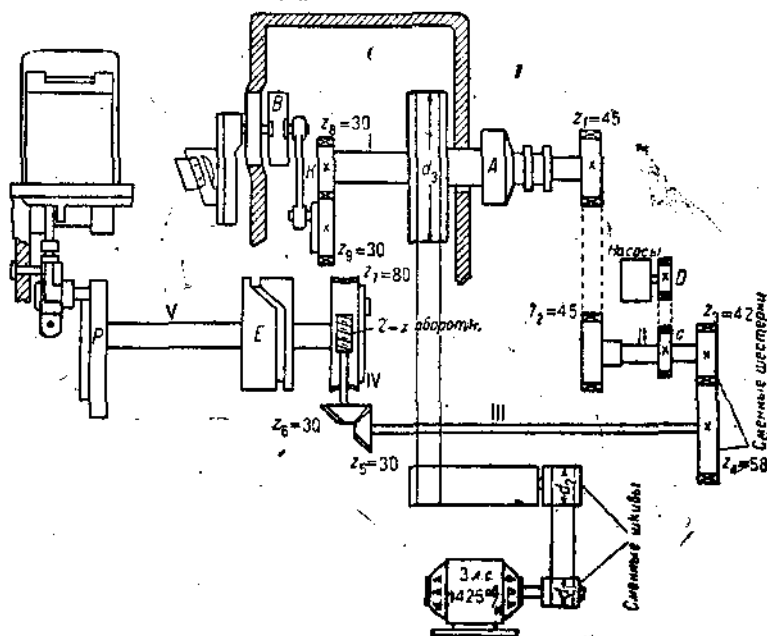
Фиг. 29.

Фирма „Глисон“ изготавливает шкивы, обеспечивающие скорость резцам от 300 до 500 ходов в минуту, а также сменные шестерни, дающие 9 подач от 5,8 до 30 сек. на прорезку одного зуба при скорости 300 ходов в минуту и от 3,5 до 18 сек. при скорости резцов 500 ходов в минуту.

Для более ясного представления надо обратиться к таблице сменных шестерен, которая указывает, какое состояние пары сменных шестерен необходимо установить, чтобы получить любую подачу в секундах на обработку одного зуба при различной скорости резцов, т. е. число ходов в минуту.

Станок имеет индивидуальный привод от электромотора 3 л. с. 1425 об/мин, который обслуживает и все вспомогательные механизмы.

Передача движений происходит в следующем порядке. Со шкива d_1 электромотора через промежуточный шкив d_2 вращение передается на шкив d_3 , являющийся одновременно и маховиком. Маховик d_3 свободно вращается на валу I. Фрикционная муфта A служит для соединения махо-



Фиг. 80.

вика с валом I и передачи движения через шестерню Z_8 на резцы, а через Z_1 — на обкатку (катание люльки). Муфта управляется особым рычагом (на схеме не показан), который по окончании обработки всех зубцов шестерни автоматически выключает муфту. После установки нового изделия пуск станка происходит включением вручную муфты.

Этот рычаг снабжен предохранительным приспособлением, не позволяющим рабочему поднять рычаг ролика подающего кулака и вывести резцовую стойку из рабочего положения, когда муфта находится в замкнутом состоянии.

а) Передача на резцы. С вала *I* вращение передается через шестерни Z_3 и Z_9 на кривошипный диск, представляющий одно целое с шестерней Z_9 .

Диск *B* приводится в колебательное движение шатуном *k*.

В вырезе диска *B* помещены головки пальцев *d*, которые с другой стороны соединены с ползунками, несущими на себе откидной супорт с резцом.

б) Передача катания люльки. С вала *I* передача цепью Z_1 на Z_2 ; Z_2 находится на шлицевом конце вала. Шлицевое соединение с валом *II* позволяет шестерне Z_2 сдвигаться вправо во время отхода резцовой стойки из рабочего положения при повороте нарезаемой шестерни на следующий зуб.

Вал *II* через шестерни *C* и *D* цепной передачей приводит в движение масляный насос.

На другом конце вала находится сменная шестерня Z_3 , сцепленная со сменной шестерней Z_4 , передающей движение через вал *III* и конические шестерни Z_5 и Z_6 червяку. Червячное колесо Z_7 вращает вал *V*, на другом конце которого жестко посажен кулачный диск *P* с двумя кулаками: большим (внутренним) и малым (наружным).

Ролик шарнирного механизма люльки, обкатываясь по одному из кулаков, производит катание люльки.

За один оборот кулачного диска (или один оборот червячного колеса Z_7) производится полная профилировка одного зубца.

Между кулачным диском *P* и червячным колесом Z_7 на валу *V* жестко посажен барабан *E*, в вырезе которого катается ролик подающего кулака для отвода резцовой стойки.

Спецификация

Размер станка	208 мм (8 дм.)
1. Наибольшая длина конуса 82	82 "
2. Наибольший угол начальной окружности (валы под углом в 90°)	80° 32'
3. Наименьший угол начальной окружности (валы под углом 90°)	9° 28'
4. Наибольшее отношение (валы под углом 90°)	6:1
5. Наибольший диаметр начальной окружности (отношение 6:1)	165 мм
6. Наибольший диаметр начальной окружности (отношение 1:1)	117 "

7. Наибольшая длина зуба	38 мм
8. Наибольший диаметральный шаг	4
9. Пределы зубьев	от 7 до 60
10. Площадь пола 1 м 320 мм × 1 м	620
11. Вес нетто	2800 кг.

Таблица 9

Сменные шестерни

Ве- дущая	Ведо- мая	Подача в секундах на обработку одного зуба					
		300 ход в мин.	340 ход в мин.	280 ход. в мин.	420 ход. в мин.	460 ход. в мин.	500 ход в мин.
21	79	30	26,5	23,7	21,4	19,5	18
25	75	24	21,2	19	17,1	15,6	14,4
29	71	19,5	17,2	15,4	13,9	12,7	11,7
33	67	16,1	14,3	12,8	11,5	10,5	9,7
37	63	13,7	12,1	10,8	9,8	8,9	8,2
42	58	10,9	9,7	8,7	7,9	7,9	6,6
47	53	9	7,9	7,1	6,4	5,9	5,4
53	47	7,2	6,3	5,7	5,1	4,7	4,3
58	42	5,8	5,1	4,6	4,2	3,8	3,5

Основная кинематическая схема (за исключением вспомо- гательных механизмов вроде автоматического выключателя механизма отвода резцовой стойки из рабочего положения, во время холостого хода и т. д.) станка „Глисон“ весьма проста. Это выгодно отличает станок от старого типа, в осо- бенности от аналогичного по идее станка „Ралид“ для на- резки конических колес (немецкой фирмы), в которых мно- жество зубчатых колес, передач, рукояток и пр.

Правда, в этой простоте механизма станка есть и свои недостатки, например сменный сегмент; изменение числа ходов резцов возможно только путем смены шкивов 1 и 2; изменение времени обработки шестерен (подача) возможно путем смены шестерен 9 и 10.

На 8-дюймовом „Глисоне“ можно изготавливать колеса в пределах модуля (до 6,35 мм), станок рассчитан для мас- сового производства, ибо производительность его весьма высокая, например одна шестерня ($M=6,35$, $Z=20$) на- резается в 3 мин. 20 сек. За 7-часовой рабочий день ста- нок дает до 100 зубчаток при числе оборотов кривошипа $n=314$ об/мин, но обороты, в зависимости от качества рез- цов могут быть увеличены, вместе с чем может быть уве-

личена и подача, в результате — время обработки колеса уменьшится, производительность возрастет.

Отсюда встает вопрос о максимальном использовании высокой производительности станка.

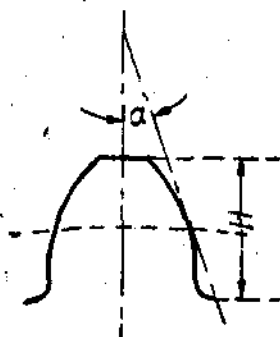
Пользуясь кинематической схемой, начнем выявление возможных скоростей резания и времени обработки зуба.

За отправную точку возьмем существующее соотношение между числом ходов резцов и временем обработки зуба определенного модуля (6,35), полагая, что

$$K = \frac{1}{T}, \quad (48)$$

т. е. что число двойных ходов должно изменяться обратно пропорционально времени обработки зубца. Нам поневоле

приходится упрощать вопрос, поскольку точных данных, в какой-либо степени обосновывающих соотношение этих величин, нет. Обычные уравнения резания для этого станка применимы с оговорками по той причине, что две основные величины, входящие в уравнение, как, например, глубина резания и подача, неизвестны, ибо сечение стружки подсчету не поддается ввиду сложности точного определения.



Фиг. 81.

Из уравнения (48) следует, что при увеличении числа ходов K мы имеем право соответственно уменьшать время обработки зуба. Для получения хотя бы грубой зависимости исследуем установленный фирмой фактический режим работы.

Обрабатывается шестерня $M = 6,35$.

$$H = 13,8 \text{ мм}, \alpha = 20^\circ.$$

Режим обработки: длина хода резцов $L = 40 \text{ мм}$

$$\text{Время на 1 зуб} \begin{cases} T_{\text{рез}} = 7 \text{ сек.} \\ T_{\text{хол}} = 3 \text{ сек.} \end{cases}$$

Так как профилировка зуба совершается на один проход резцов, то глубину резания (припуск на профилировку) надо полагать примерно одинаковой для всяких шестерен.

Для упрощения нашей задачи будем полагать, что резцы обрабатывают не эвольвентный профиль, а плоскость, составляющую с центральной линией зуба угол, равный углу зацепления. Тогда ширина плоскости B будет равна:

$$B = \frac{H}{\cos \alpha}, \quad (49)$$

и время обработки зуба будет складываться как:

$$T_{\text{общ}} = \frac{B}{k \cdot b}, \quad (50)$$

где b — подача на один двойной ход резца.

Так как обработка одного зуба происходит за один оборот червячного колеса, а по схеме

$$n_{\text{об. черв.}} = 1425 \cdot i_2 = 1425 \frac{1}{238} = 6 \text{ об/мин,}$$

$$k = 1425 \cdot i_{\text{круп}} = 1425 \cdot \frac{1}{4,35} = 328,$$

$$1 \text{ об. черв.} = \frac{1}{n} = \frac{1}{6} = 10 \text{ сек.}$$

Если сбросить 4% на скольжение ремней ($328 \cdot 0,04 = 13,2$), то $K = 315$ двойных ходов:

$$B = \frac{H}{\cos \alpha} = \frac{13,8}{\cos 20^\circ} = 14 \text{ мм.}$$

Из уравнения $T = \frac{B}{k \cdot b}$ определим b .

$$b = \frac{B}{kT} = \frac{14 \cdot 60}{315 \cdot 7} = 0,38 \text{ мм,}$$

где

$$k_1 T = \frac{315 \cdot 7}{60}.$$

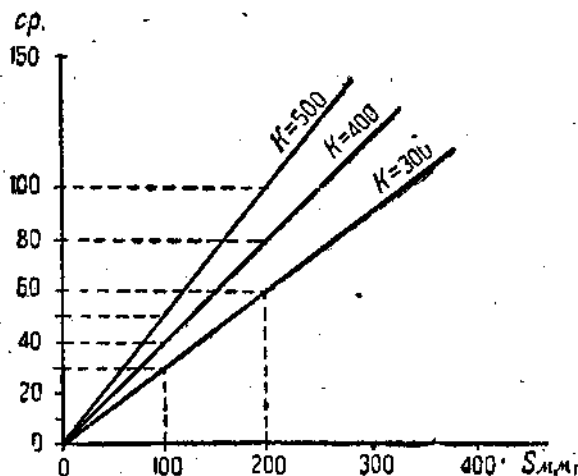
Аналогично токарной обработке, в данном случае величина подачи отражается (усилиями и пр. мы пренебрегаем, ввиду того, что производительность данного станка не может характеризовать объем снимаемой стружки) на чистоте обработки зуба.

Чем больше подача на двойной ход, тем грубее получается профиль зуба, и чем меньше подача, тем больше про-

филь зуба будет приближаться к плавной эвольвентной линии.

Надо сказать, что полученная нами фактическая подача $b=0,38$ является довольно грубой, а потому она должна применяться либо для неответственных колес, либо в случае применения притирки зуба после чистовой нарезки.

Мы полагаем, что величина подачи b на зубострогальных станках должна устанавливаться в зависимости от: 1) модуля, 2) требуемой чистоты, следовательно, и точности.



Фиг. 82.

В наших условиях очевидно необходима постановка соответствующих опытов, без них невозможно овладеть полностью современным зуборезным делом, в котором метод обкатки является основным в изготовлении зубчатых колес.

Скорость резания благодаря применению кривошипного механизма будет переменная, колеблющаяся от нуля до максимума.

Очевидно, для практического применения скоростей мы должны ориентироваться на средние скорости, тогда:

$$V_{cp} = 2kL, \quad (51)$$

где k — число двойных ходов резцовой каретки,
 L — длина хода резцовой каретки.

В координатных осях это выразится прямой линией, проходящей через начало координаты, потому это уравнение графически изобразится для различных k пучком наклонных прямых (фиг. 32); так как $2L$ есть не что иное, как путь реза за один оборот кривошипа, то обозначим

$$2L = S,$$

тогда

$$V_{cp} = k \cdot S. \quad (52)$$

По этой диаграмме, зная S и задаваясь скоростью резания, в зависимости от качества резцов можно определить, при каком числе ходов из числа возможных на данном станке допустима профилировка зубцов.

Одновременно эта диаграмма показывает, что при длине хода $L = 50$ ($S = 100$ мм) скорости резания равны:

при $k = 800$	$V_{cp} = 30$ мм
" $k = 400$	$V_{cp} = 40$ "
" $k = 500$	$V_{cp} = 50$ "

Получаются такие скорости, при которых вполне возможно применение резцов из быстрорежущей стали.

$$k = \frac{V_{cp}}{S}; \quad (53)$$

подставим в уравнение $T = \frac{B}{k \cdot b}$, тогда время обработки 1 зуба:

$$T_3 = \frac{BS}{V_{cp} b}, \quad (54)$$

но

$$B = \frac{2M}{\cos \alpha}, \quad (55)$$

после подстановки получим:

$$T_3 = \frac{2MS}{V_{cp} b \cdot \cos \alpha}. \quad (56)$$

В этом уравнении величины M (модуль) и S известны; V_{cp} задаемся из условий стойкости резцов; b из условий чистоты обработки зуба; тогда T определится без затруднений.

Но так как обработка одного зубца производится за один оборот червячного колеса (k'), следовательно, получим:

$$k' = \frac{1}{T_{pas} + T_{cos}} = \frac{1}{\frac{4}{3} T_2} = \frac{3}{4 T_2}. \quad (57)$$

Зная k' , легко будет подобрать из комплектных шестерен пару, которая создаст передаточное число на качение люльки, равное:

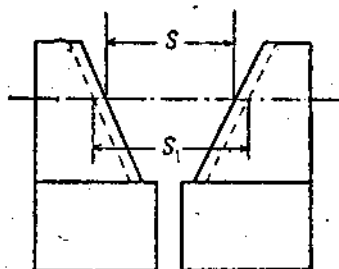
$$i_{4,1} = \frac{n_{mot}}{k'}. \quad (58)$$

Определение усилий резания делать не имеет смысла, потому что это практического интереса для установления режима работы на станке не имеет.

Величина максимального сопротивления резанию необходимо

исключительно при расчете станка, при определении мощности мотора и расчете на прочность откидного суппорта резцов. Это, в свою очередь, связано с поперечным сечением стружки, из которого мы рассмотрели пока одну составляющую подачу.

Влияние черновой нарезки колес на профилировку зуба. Получение точного профиля зубца зависит не



Фиг. 33.

только от степени точности режущего инструмента, его установки и воспроизводства обкатки, но и изнашиваемости режущей кромки резцов.

Из работы режущего инструмента нетрудно убедиться, что по мере изнашиваемости режущей кромки будет меняться профиль реза, а это повлечет за собой и изменение профиля зуба нарезаемой шестерни.

В самом деле, даже если предположить, что режущая кромка изнашивается равномерно, что в преувеличенном виде изображено на фиг. 33, резцы, даже будучи безупречно подготовлены, по истечении некоторого времени, когда затупятся режущие кромки, будут давать зуб толщиной S_1 вместо S .

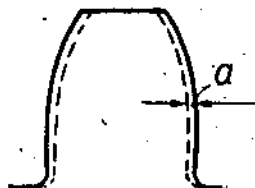
По мере затупления режущей кромки способность резания будет сокращаться за счет повышенного сопротивления резания, наряду с изменением профиля зуба.

Поэтому естественно стремление заводов, изготавливающих зуборезные станки, разделить процесс нарезки зубцов: а) на черновую нарезку, б) на чистовую (профилировка). Это в силу того, что обработка зубцов одним режущим инструментом (без предварительной черновой) вела бы к быстрой изнашиваемости резов и, следовательно, снижению точности.

Ввиду этих соображений желательна такая черновая нарезка шестерни, которая оставляла бы равномерный припуск на профилировку зубца (фиг. 34).

Тогда глубина резания при профилировке будет на всем протяжении профиля зубца одинаковой и равной a , изнашиваемость же режущей кромки резов — равномерная.

Ясно, конечно, что припуск должен оставаться минимальный, что достижимо при обработке модульной (дисковой) фрезой, хотя бы довольно грубой точности. На заводе „Новый АМО“ предварительная нарезка производится на станке „Рейнекер“ дисковой фрезой или на станке „Глисон“ резовою головкой со вставными резами.



Фиг. 34.

После выяснения величин a и b мы можем воспользоваться формулами Тейлора для ориентировочных расчетов.

Усилие резания $P = C_p \cdot a^r \cdot b^b$; (59)

для стали (твердой) $P = 235 \cdot a \cdot b^{0.83}$;

скорость резания, допускаемая резцом из быстрорежущей

стали $V = \frac{C_v^1}{a^p \cdot b^b}$; (60)

для стали $V = \frac{36 \cdot C_2}{a^{0.4} \cdot b^{0.51}}$; (61)

где

$$C_2 = \left(\frac{20}{420} \right)^{\frac{1}{8}}.$$

Скорость по станку мы определили ранее: $V_{сп} = 2kL$.

Теперь остается определить усилие на резовою каретке P_1 :

$$N = \frac{PV}{60 \cdot 75}, \quad (62)$$

¹⁾ Надо иметь в виду, что формулы Тейлора дают практически удовлетворительные результаты только для черновой обработки.

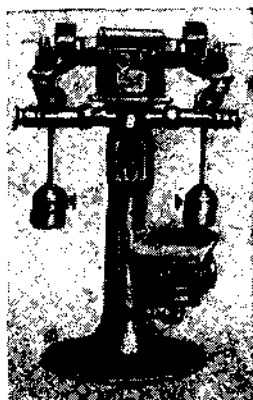
12. КОНСТРУКЦИЯ РЕЗЦОВ

Как видно из фиг. 35, резцы имеют простую форму, по мере затупления могут перетачиваться, как указано пунктирными линиями.

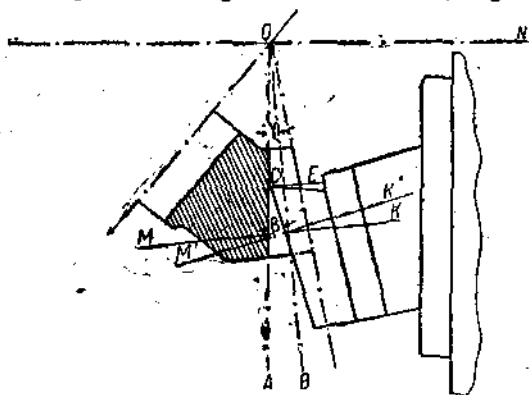
При правильной заточке на специальном станке (фиг. 36) все углы резца будут постоянны.

Нас в первую очередь должен интересовать вопрос о профиле резца, так как от этого зависит получение правильного профиля зуба. Профиль рейки (резца) определяет профиль зубца, но профиль режущего инструмента определяется не только условием получения обкаткой определенных размеров зубца, но и тем, каково относительное рабочее положение резца. Из фиг. 37 это видно наглядно.

В любом сечении по линии $MK \perp OB$ или параллельном MK сечении профилирующая кромка резца CE должна иметь угол наклона, равный углу зацепления. Это вытекает из теории зацепления, кратко разобранной нами



Фиг. 36.



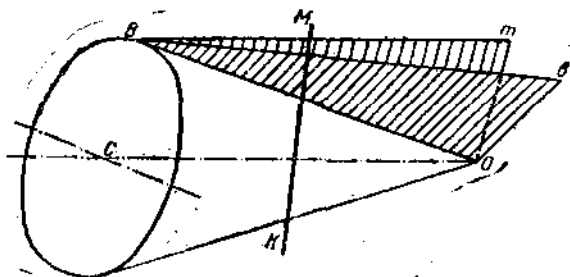
Фиг. 37.

вначале и, которой установлено, что при конических шестернях с эвольвентным зубом угол зацепления определяется плоскостью зацепления $BO\theta$, в которой лежит линия полюсов зацепления C , и вертикальной плоскостью $BO\theta$, проведенной через ось симметрии начального конуса (фиг. 38).

По линии сечения $MK \perp OB$ обеих плоскостей и будет угол зацепления.

Рассмотрим последовательно все углы, которые будут влиять на профиль зубца изготавливаемой шестерни (фиг. 39).

Резец должен иметь угол установки β в радиальном к оси изделия направлении, причем величина β должна быть



Фиг. 38.

такова, чтобы получить хотя бы в 2—3° боковые зазоры во избежание трения резцов.

Из фиг. 40:

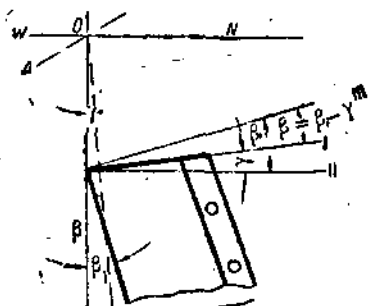
$$\frac{b}{c} = \operatorname{tg} \gamma_6, \quad (65)$$

но

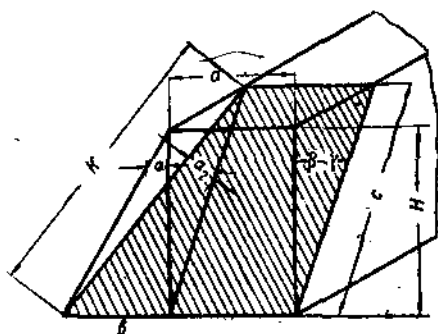
$$b = H \operatorname{tg} \alpha; \quad c = \frac{H}{\cos (90 - \beta)};$$

$$\operatorname{tg} \gamma_6 = \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \beta. \quad (66)$$

α — угол зацепления,



Фиг. 39.



Фиг. 40.

γ_6 — угол бокового зазора,

β — угол между делительной линией резца и образующей начального конуса.

Если $\alpha = 20^\circ; \gamma_6 = 4^\circ; \sin \beta = \frac{\operatorname{tg} \gamma_6}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{0,07}{0,364}$

$$\beta \approx 11^\circ.$$

Угол β , как видно из фиг. 39, является суммой двух углов

$$\beta = \beta_1 - \gamma, \quad (67)$$

где: β_1 — угол между делительной линией резца и направлением хода ползунков,

γ — угол ножки зубца нарезаемой шестерни.

Угол ножки зубца для модулей от 1 до 6 колеблется в пределах примерно от 6 до 3° . Следовательно, если постоянный угол установка β_1 взять $15-16^\circ$, то этого вполне будет достаточно, чтобы при работе резцами любых модулей от 1 до 6—7 получать боковые зазоры не менее $2-3^\circ$.

Проследим на примере влияние угла β на профиль зубца.

Допустим, производится профилировка зубцов резцами модуля 6; $\alpha = 20^\circ$, угол установка резцов $\beta_1 = 15^\circ$, угол ножки зубца 5° . Очевидно образующая профиль зубца режущая по касательной к нему кромка резца будет иметь угол не 20° , а иной, получаемый в сечении, перпендикулярном к образующей начального конуса (фиг. 40).

$$\beta_1 - \gamma = 15 - 5 = 10^\circ; \quad \frac{d}{c} = \operatorname{tg} \alpha_2, \quad (68)$$

$$b = H \operatorname{tg} \alpha \quad \text{и} \quad c = \frac{H}{\cos(\beta_1 - \gamma)};$$

следовательно,

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos(\beta_1 - \gamma), \quad (69)$$

откуда

$$\alpha_2 \approx 19^\circ 40',$$

т. е. угол зацепления изготавливаемой шестерни получится меньше расчетного на $20'$, но так как коническая передача не является рядовой, то это отклонение никакого практического значения для работы шестерен не имеет.

Если бы пожелали изготовить шестерни в точном соответствии с чертежом, т. е.

$$\alpha_2 = \alpha,$$

уравнение получило бы следующий вид:

$$\cos(\beta_1 - \gamma) = 1,$$

откуда

$$\beta_1 = \gamma.$$

Конструктивно эта задача вполне разрешима, угол уста-
новки резцов β_1 возможно сделать регулируемым по желанию
наладчика. На станке „Глисон“ подобного рода регули-
ровка угла (а через него изменение угла давления) производ-
ится посредством особого клина в оппорте с градуированной шкалой.

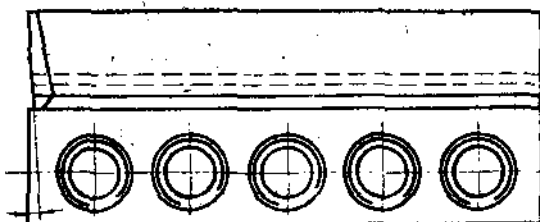


Фиг. 41.

При неблагоприятном стечении обстоя-
тельств (вязкий материал) малый угол ножки
и незначительный угол зацепления (15°)
неосторожная регулировка может повести к
значительному уменьшению боковых зазоров,
результатом чего явится нагрев резцов.

Ширина кромки a (фиг. 41) должна ле-
жать в пределах от ширины впадины зуба
у вершины начального конуса до половины
наибольшей ширины впадины зуба. Умень-
шение кромки против нормального поведет
к тому, что впадины между зубцами не
будут полностью обработаны.

Увеличение против максимальных размеров повлечет
повреждение профиля зуба у вершины конуса.



Чистовой резец

Фиг. 42.

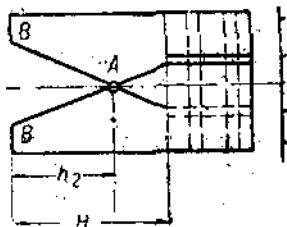
Наклон противоположной грани резца α_0 под углом 15°
(фиг. 41) для чистовых резцов значения не имеет; но при
черновой нарезке впадин это позволяет получить боковые
зазоры с обеих сторон, что для черновых резцов крайне
необходимо.

Как видно из изложенного, для каждого модуля и угла зацепления должны быть изготовлены специальные резцы, (фиг. 41, 42).

Установка резцовых салазок на угол зубца

Рассмотрим общий случай установки резцовых салазок на угол зубца.

Предположим, что при нулевом положении раздвижных салазок, режущие грани резцов пересекаются в точке A на некотором расстоянии от BB , совпадающей, как известно, с нулевой линией стола для установки бабки с изделием на коренной угол. Для получения обкатанного зубца шестерни толщиной по хорде, равной S , нам необходимо раздвинуть каждые салазки на следующую угловую величину (фиг. 43):



Фиг. 43.

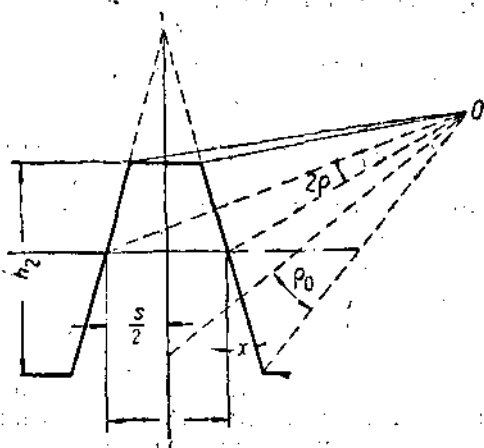
$$\operatorname{tg} \delta = \frac{s}{2} \cdot \frac{(H-h_2) \operatorname{tg} \alpha}{L_1 \cdot \cos \gamma} \quad (70)$$

H — величина конструктивная, которую мы вправе выбрать по своему усмотрению, δ — угол установка салазок.

Рассмотрим, как влияет выбор H на окончательный вид формулы установка салазок.

Первый случай: $H = 0$, т. е. крайние точки B и B_1 профилирующих граней совмещаются при нулевом показании шкалы салазок. Уравнение примет вид:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{\frac{s}{2} + h_2 \operatorname{tg} \alpha}{L \cos \gamma} \quad (71)$$



Фиг. 44.

На станке „Рapid“ вывод формулы исходит из несколько других данных (фиг. 44):

$$\frac{s}{2} = h \operatorname{tg} \alpha; \operatorname{tg} \alpha = \frac{x}{h + L \sin \gamma}, \quad (72)$$

$$x = h \operatorname{tg} \alpha + L \sin \gamma \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{x}{2} + \sin L \gamma \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (73)$$

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{x}{L \cos \gamma} = \frac{\frac{s}{2} + L \sin \gamma \cdot \operatorname{tg} \alpha}{L \cos \gamma}. \quad (74)$$

Различие между этими формулами неощутимое, ибо

$$\operatorname{tg} \gamma = \sin \gamma$$

для малых углов ножки, кроме того, и в том и в другом случае размер зуба надо „поймать“ в начале обработки изделия, что достигается регулировкой угла установка и сдвигом бабки.

Вычисление угла должно вестись точно путем логарифмирования.

Для регулировки первоначальный установ салазок делается на 2—3' больше вычисленного, как припуск на регулировку и гарантия от прослабления зуба.

Второй случай:

$$H = h_2; \quad h_2 — \text{высота ножки зуба},$$

тогда

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{s}{2L}. \quad (75)$$

Третий случай: $H =$ полной высоте зуба:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{\left(\frac{s}{2} - h_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) \cos \beta_1}{L \cos \gamma}, \quad (76)$$

γ_1 — угол головки зуба.

Две последние формулы дают при соответствующем расчете размеров резца одинаковые результаты. Но в этих случаях отправной точкой для конструирования резцов определенного модуля и угла зацепления будут предпосылки, вытекающие из выше приведенных формул.

Таким образом, несмотря на внешнее различие формул определения угла резцовой призмы для установка на угол

зубца, внутреннее содержание их одинаково, и все различие сводится к различным отправным данным, приспособленным к конструкции реза и резовых салазок. Это обычный прием для обхода патентов и борьбы между конкурентными фирмами, узаконенной в капиталистическом хозяйстве.

В данном случае определение угла установка салазок как на 8-дюймовом „Глисон“, так и на станке „Рapid“, производится по формулам (71 и 74), которые практически удобнее, позволяя упростить установку, изготовление резцов, и вместе с тем имеют внешнее различие.

13. ПЕРЕКАТЫВАЮЩИЙ МЕХАНИЗМ

Перекатывающий механизм состоит из сегмента и коронной шестерни, взаимная работа, которых является на данном типе станка „Глисон“ неотъемлемой частью процесса обкатки.

Основная кинематическая зависимость перекатывающего механизма выяснена нами при исследовании процесса обкатки. Поэтому исследуем конструкцию перекатывающего механизма, принцип его установки и прочие данные, необходимые как для осуществления обкатки определенной конструкции изготавливаемой шестерни, так и для расчета.

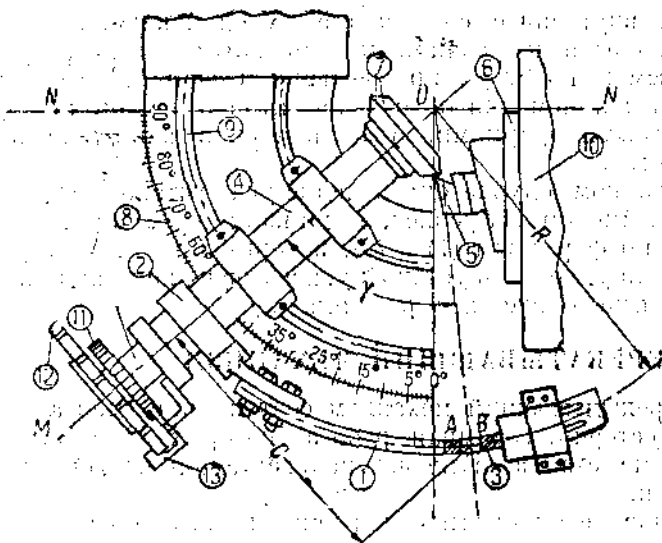
Из приведенного схематического рисунка установки перекатывающего механизма явствует, что стойка коронной шестерни 3 устанавливается на станине станка, при ослаблении крепительных болтов может сдвигаться по окружности радиуса R , равного радиусу сегмента, следовательно, величина R есть производная конструкции станка и для данного станка постоянная.

Нетрудно догадаться, что радиус коронной шестерни должен быть равен R , так как катание сегмента происходит вокруг центра O . Следовательно, коронная шестерня представляет не что иное, как круговую рейку радиуса R .

Угол β , характеризующий величину круговой рейки, должен быть равен или больше максимального угла качания люльки потому что именно в этих пределах будет происходить перекатывание сегмента по коронной шестерне.

Согласно ранее нами доказанному угол поворота нарезаемой шестерни:

$$= \frac{2H}{R_n \sin 2\alpha} \quad (77)$$



Фиг. 45.

- 1 — сегмент,
- 2 — плечо сегмента,
- 3 — коронная шестерня,
- 4 — шпиндель бабки,
- 5 — резцы,
- 6 — каретка-супорт,
- 7 — изделие,
- 8 — стол люльки,
- 9 — концентричные направляющие дазы,
- 10 — резцовая стойка,

- 11 — храповое колесо,
- 12 — делительный диск,
- 13 — запорное приспособление делительного механизма,
- NN — ось качания люльки,
- OA — образ. внутреннего конуса,
- QB — образ. начальной конуса, изделия,
- R — радиус сегмента,
- OM — геометрическая ось бабки.

где H — полная высота зубца нарезаемой шестерни,
 α — угол зацепления,
 R_n — радиус начальной окружности,

а угол качания люльки:

$$\beta = \gamma \sin \varphi. \quad (78)$$

где β — угол качания люльки,
 γ — угол поворота изделия за время обкатки одного зубца,

φ — начальный конус нарезанной шестерни, откуда:

$$\beta = \frac{2H \sin \varphi}{R_n \sin 2\alpha} \text{ в радианах,} \quad (79)$$

Для анализа и определения максимального угла начания лопьки преобразуем это уравнение, пользуясь тем, что:

$$R_n = \frac{MZ}{2},$$

$$H \approx 2,2M.$$

После подстановки полагая $M_{\max} = 6,35 \text{ мм}$, получим:

$$\beta = \frac{8,8 \sin \varphi}{Z \sin 2\alpha}$$

Анализируя уравнение, заключаем, что $\gamma_{\max}$ будет при $\varphi_{\max}$ $\alpha_{\min}$ и $Z_{\min}$.

Согласно данным станка $\varphi_{\max} = 80^{\circ}32'$ и $Z_{\min} = 10$, для расчета будем считать 80° , тогда:

$$\beta^{\circ} = \frac{8,8 \cdot \sin 80^{\circ}}{10 \cdot \sin (2,20^{\circ})} \cdot 57,296 = 77^{\circ}.$$

Округлим до 80° . Следовательно, угловая величина круговой рейки 80° (фиг. 46).

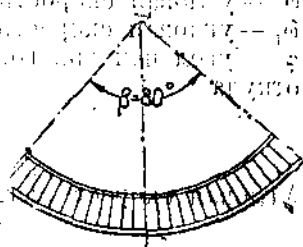
По характеру обкатывания сегмента с коронной шестерней теоретическая угловая величина сегмента должна равняться углу поворота изделия, практически же берется несколько больше.

Как видно из фиг. 45, полная величина плеча C сегмента характеризуется углом начального конуса нарезанной шестерни:

$$R'_n = C = R \sin \varphi, \quad (80)$$

но число значений φ от $9^{\circ}28'$ до $80^{\circ}32'$ велико и, теоретически рассуждая, каждому углу начального конуса должен соответствовать свой сегмент того же конуса, но размера, равного:

$$R'_n = R \sin \varphi; \quad (81)$$



Фиг. 46.

изготовление большого комплекта сегментов в пределах от 25 до 75° начального конуса весьма удорожило бы стоимость станка, а, стало быть, и изготовление шестерен.

Отсюда напрашивается вопрос о том, нельзя ли один и тот же сегмент использовать для изготовления шестерен с различными начальными конусами, сознательно идя на неточности и отклонения в профиле зуба от теоретических, заботясь только о том, чтобы это не выходило за пределы практически допустимого.

С этой точки зрения исследуем влияние разности углов начального конуса сегмента и шестерни на профиль зуба изделия.

Конструкция перекачивающего механизма дает возможность применить два метода использования одного сегмента для изготовления различных изделий.

I метод — путем сдвига коронной шестерни,

II метод — путем изменения плеча сегмента.

Плечо сегмента равно $R'_n = R \sin \varphi$, где φ — угол начального конуса сегмента.

Рассмотрим случай, когда угол начального конуса шестерни больше угла начального конуса сегмента.

Имея в виду, что угловая скорость ω качания люльки равномерна, основное уравнение обкатки

$$\beta = \gamma \sin \varphi$$

можем переписать в следующем виде:

$$\omega = \omega_1 \sin \varphi.$$

ω — угловая скорость качания люльки,

ω_1 — угловая скорость вращения изделия,

φ — угол начального конуса,

откуда

$$\omega_1 = \frac{\omega}{\sin \varphi_1}. \quad (82)$$

Угловая скорость сегмента

$$\omega_2 = \frac{\omega}{\sin \varphi_2}. \quad (83)$$

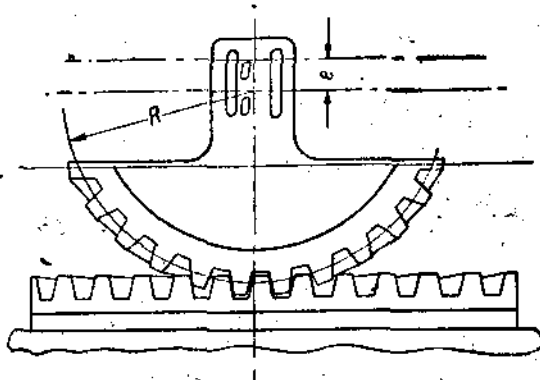
Если угол начального конуса шестерни φ_1 будет больше φ_2 , то из уравнений (82 и 83) следует, что угловая скорость поворота шестерни ω_2 при этом сегменте (φ_2) будет больше требуемой обкатки, т. е. $\omega_2 > \omega_1$.

Параметрическое уравнение развертки круга выражается

$$x = a (\cos \omega t + \omega t + \sin \omega t), \quad (84)$$

$$y = a (\sin \omega t + \omega t \cos \omega t). \quad (85)$$

Подставляя в них числовые величины, мы увидим, что характер эвольвенты, а, значит, и профиля зубца будет значительно изменяться, головка будет заострена. Да это и понятно, ибо катанием люльки в нашем процессе заменяется катание резцов, катанием сегмента осуществляется поворот изделия. Наше предположение, что $\omega_2 > \omega_1$, означает полную аналогию тому, как если бы мы две совершенно одинаковые, сцепленные между собой шестерни заставили вращаться с разными скоростями. Зубцы одной неизбежно должны врезаться в зубцы другой шестерни.



Фиг. 47.

То же самое получается при таком соотношении скоростей и в процессе изготовления шестерен методом обкатки, с той разницей, что здесь резцы будут врезаться в шестерню и видоизменять профиль.

Как видно, такой метод применять нельзя.

При способе изменения плеча сегмента получается несколько иная картина, так как радиус сегмента подгоняется к требуемому для изготовления данной шестерни, т. е. ось качания сегмента смещается, получается эксцентриситет между центром сегмента и фактической осью его качания.

При таком способе радиус сегмента относительно нового центра O' — величина переменная, скрадывание горизонтальных перемещений сегмента может производиться коронной шестерней, которая крепится к стойке не жестко, а на пружинах, чем уничтожается всякая возможность выхода сегмента из зацепления с коронной шестерней.

Такой способ дает меньше погрешности, но применять его можно в ограниченных пределах.

Для 8-дюймового станка „Глисон“ модели плеч сегментов сведены к 5 для следующих начальных конусов нарезаемых шестерен:

- 1) модель 26—35°, 2) модель 35—45°, 3) модель 45—58°, 4) модель 58—71 $\frac{1}{2}$ °, 5) модель 71 $\frac{1}{2}$ —80 $\frac{1}{2}$ °.

Угол начального конуса от 71 $\frac{1}{2}$ до 80° охватывается 4 стандартными сегментами: 1) 71 $\frac{1}{2}$ —73°, 2) 73—76°, 3) 75—78°, 4) 76—80 $\frac{1}{2}$ °.

Имеющиеся в сегментах по 2 прореза позволяют регулировать установку сегмента для работы в указанных пределах.

Сегменты ниже 71 $\frac{1}{2}$ ° не могут быть стандартизированы вышеуказанным способом, так как ошибка, получаемая от установки сегмента вдали от положения, в котором он был прорезан, увеличивается быстро с уменьшением угла начального конуса.

Возможность пользоваться для близких углов одним сегментом весьма ограничена, меняясь от 1°20' при угле начального конуса вблизи 70° и до 0°04' вблизи 20°. Такая регулировка практического значения иметь не может, поэтому при угле начального конуса ниже 70 $\frac{1}{2}$ ° обычно прорезается специальный сегмент.

Имеющиеся на сегментах для углов между 71 $\frac{1}{2}$ и 26° прорезы сделаны для регулировки сегмента при его прорезке зубцов, ввиду использования одной и той же модели в довольно широких, как указано выше, пределах углов начальных конусов, но отнюдь не для регулировки угла сегмента при установке на станке.

14. ПРЕДЕЛЫ РЕГУЛИРОВКИ СЕГМЕНТА

Для ясного представления о величине погрешностей, вызываемых регулировкой сегмента, и зависимости от данных нарезаемой шестерни мы считаем необходимым изложить ниже способ определения (хотя и приближенный) этих искажений профиля зубца изделий.

При нарезке шестерни с нормальным перекатывающим сегментом (т. е. с углом начального конуса, равным такому у нарезаемой шестерни) основные зависимости в процессе обкатки ясны из фиг. 48.

Из этой фигуры совершенно очевидно, что при окусании оси бабки, а стало быть, и сегмента из точки K_1 в точку K_2 ,

последний опустится на величину:

$$y = r \sin \beta \text{ по вертикали,} \quad (86)$$

$$x = r \cos \beta \text{ по горизонтали:} \quad (87)$$

Одновременно крайняя точка профиля зубца изделия g займет новое положение, повернувшись влево на величину:

$$y = \frac{R}{R_0} \cdot r \sin \beta, \quad (88)$$

$$x = \frac{R}{R_0} \cdot r \cos \beta. \quad (89)$$

В том случае, когда путем регулировки сегмента используем его для нарезки шестерни с иным начальным конусом, получаем некоторое несовпадение начальных конусов сегмента и изделия, ось рабочего поворота сегмента оказывается эксцентричной по отношению к оси сегмента (фиг. 49).

Кривая профиля сегмента в данном случае есть часть окружности радиуса r , но со смешанным центром вращения из точки K_0 .

Приняв за начало координат точку K_0 , напишем уравнение кривой профиля сегмента в декартовых координатах:

$$(x + e)^2 + y^2 = r^2. \quad (90)$$

Для удобства оперирования этим выражением преобразуем его в полярные координаты, подставим в уравнение (90):

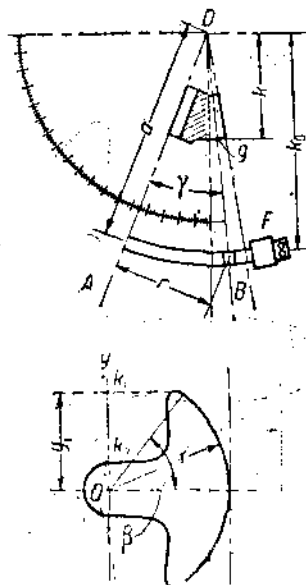
$$x = \rho \cos \beta \text{ и } y = \rho \sin \beta;$$

после преобразования получим:

$$\rho^2 + 2e\rho \cos \beta + (e^2 - r^2) = 0.$$

Из квадратного уравнения определим ρ .

$$\rho = -e \cos \beta \pm \sqrt{e^2 \left(\frac{\cos^2 \beta}{4} - 1 \right) + r^2}. \quad (91)$$



Фиг. 48.

При опускании точки K_1 до K_2 на величину y дуговой путь поворота сегмента в декартовых координатах будет иметь следующее выражение:

$$x_1 = \rho \cos \beta, \quad (92)$$

$$y_1 = \rho \sin \beta \quad (93)$$

и перемещение точки g изделия:

$$x_n = \frac{R}{R_0} \rho \sin \beta, \quad (94)$$

$$y_n = \frac{R}{R_0} \rho \cos \beta. \quad (95)$$

Чтобы не усложнять выводов, мы двумя системами уравнения (94 и 95) рассматриваем проекцию движения точки g , лежащей на профиле зубца изделия в плоскости $x-O-y$; в действительности же точка g движется в пространстве. Нас больше всего интересуют отклонения и погрешности в направлении оси ординат, которые резче, чем остальные, искажают профиль зубца.

Задавшись данными, проследим на конкретном примере величины погрешности, пользуясь уравнениями (92—95).

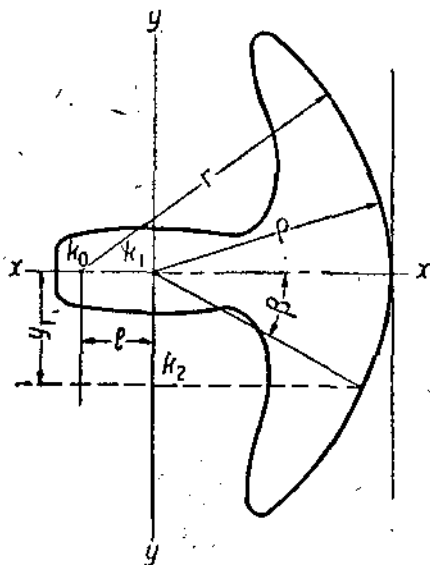
Пример. Определить погрешность в направлении оси y при нарезке шестерни с начальным конусом

$$\varphi = 30^\circ.$$

Длина образующей начального конуса:

$$L = R = 80 \text{ мм.}$$

Сегмент: начальный конус $\varphi = 35^\circ$, полная обкатка зубца при $\delta = 60^\circ$, верхнее отклонение от O $\beta = 30^\circ$.



Фиг. 49.

Решение 1. При нарезке нормальным сегментом с углом начального конуса $\varphi = 30^\circ$.

$$r = 400 \cdot \sin 30^\circ = 200 \text{ мм},$$

$$y = \frac{80}{400} \cdot 200 \cdot \sin 30^\circ = 20 \text{ мм}.$$

2. При нарезке с сегментом, прорезанным при $\varphi = 35^\circ$.
Определим эксцентриситет e :

$$r_1 = 400 \cdot \sin 35^\circ = 230 \text{ мм},$$

$$e = r_1 - r = 230 - 200 = 30 \text{ мм},$$

$$y = \frac{80}{400} \cdot \rho \sin \beta = 0,2 \rho \cdot \sin 35^\circ = 0,1 \rho; y = 0,1 \rho;$$

подставим значение ρ [Ф-ла. (91)].

$$y_1 = 0,1 \left(-3 \cdot 0,865 + \sqrt{9 \left(\frac{0,75}{4} - 1 \right) + 23^2} \right) = 20,3 \text{ мм};$$

отклонение от нормального на 0,3 мм, что явно не годится.

Пример:

Шестерня $\varphi = 77^\circ$

$$\beta = 30^\circ$$

$$R_0 = 400 \text{ мм}$$

$$R = 80$$

При работе с сегментом 77°

$$r = 400 \cdot \sin 77^\circ = 390 \text{ мм},$$

$$y = \frac{R}{R_0} r \cdot \sin 30^\circ = 390 \cdot 0,5 \cdot 0,2 = 39 \text{ мм}.$$

При работе с отрегулированным сегментом 80°

$$r_1 = 400 \cdot \sin 80^\circ = 394 \text{ мм}; \quad e = r_1 - r = 394 - 390 = 4 \text{ мм}.$$

$$y_1 = \frac{80}{400} \rho \sin 30^\circ = 0,1 \rho; \quad y_1 = 0,1 \rho,$$

подставим значение ρ :

$$y_1 = 0,1 \left(-0,4 \cdot 0,865 + \sqrt{\frac{0,16 \cdot 0,75}{4} - 0,16 + (39,4)^2} \right),$$

$$y_1 = 39,054 \text{ мм}.$$

Смещение профиля зубца по оси абсцисс определяется аналогично предыдущему.

Из численных примеров мы имеем следующие результаты:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Начальный конус шестерни } \varphi = 30^\circ \\ \text{ " " сегмента } \varphi_0 = 35^\circ \end{array} \right\} \text{ I пример,}$$

$$\left. \begin{array}{l} \varphi = 77^\circ \\ \varphi_0 = 80^\circ \end{array} \right\} \text{ II пример.}$$

Эксцентриситет установки $30 \text{ мм} = e_1$, $e_2 = 4 \text{ мм}$.

Погрешность по толщине зубца $0,6 = \eta_1$, $\eta_2 = 0,1 \text{ мм}$.

Из этого ясно, что в пределах от 80 до 30° величина отклонения возрастает примерно в 5 раз (при одном и том же модуле). В действительности погрешности менее вычисленных нами, потому что примеры, приведенные выше, вычислены с округлением результатов, и кроме того для упрощения расчета предположена полная обкатка зубца за поворот в 60° . На самом же деле при максимальном модуле шестерни, изготовляемой на 8-дюймовом станке „Глисон“, угловой поворот для полной обкатки не превышает 40° .

При точном расчете, с учетом допущенных нами при вычислении отступлений, для второго случая величина погрешности будет лежать в пределах $0,01—0,02 \text{ мм}$. Надо полагать, что для практического установления пределов возможной регулировки сегмента изложенный выше способ дает все необходимое. В зависимости от требуемой точности и соответствия профиля зубца расчетному эти пределы могут раздвигаться; кроме того при этом надо учитывать возможность некоторого уменьшения погрешностей регулировки путем изменения установки резцовых салазок на угол зубца. Здесь надо считаться также и с тем, что эвольвентный профиль зубца с увеличением погрешностей значительно искажается, следовательно, нарушается нормальная работа шестерен. Изменение эвольвенты зубца при регулировке сегмента ясно показывает структура уравнения:

$$y_1 = \frac{R}{R_0} \rho \sin \beta. \quad (96)$$

Чем больше угол поворота β от нулевой начальной установки, тем больше погрешность, достигающая максимума в начале и конце обкатки зубца. При этом увеличении радиуса (плеча) сегмента эвольвентный профиль (расчетный) зубца будет спрямляться, при уменьшении же радиуса зубец будет нарезаться с более крутым профилем.

Приведенный анализ изменения профиля зубца говорит также о том, что, увеличивая плечо сегмента, мы увеличиваем подрезку основания зубца.

С уменьшением плеча ножка зубца усиливается.

15. БАБКА И ДЕЛИТЕЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ

Бабка выполняет следующее назначение:

1. Зажим изделия в оправке.
2. Установка изделия на стол люльки в рабочее положение (на коренной угол).
3. Осуществление поворота изделия (в процессе обкатки), передаваемого сегментом.
4. Подача для обработки следующего зуба.

Для лучшего выяснения работы бабки в связи с методом обкатки на данном станке мы будем выяснять те требования, которые должны быть положены в основу конструкции бабки.

Зажим изделия может быть осуществлен различными способами, в частности на станке „Глисон“ осуществлен гидравлический зажим, значительно сокращающий время подготовки к работе.

Как выяснено ранее из исследования обкатки, правильное воспроизводство таковой на станке требует того, чтобы вершина конуса шестерни совпадала с центром O , лежащим на геометрической оси качания люльки (фиг. 45). Так как геометрическая ось шестерни (изделия) является продолжением оси шпинделя бабки и проходит, независимо от угла начального конуса шестерни, всегда через точку O , то рациональной конструкцией бабки должна быть такая, которая позволяла бы всякий сдвиг бабки для установки на требуемый коренной угол шестерни производить путем вращения вокруг воображаемой оси, проходящей через центр O . Центр O , как и ось качания люльки, является геометрической точкой; он находится в пространстве. Поэтому для совмещения вершины конуса шестерни с точкой O на станке введены вспомогательные указания. Так, например, шкала сдвига бабки в радиальном направлении показывает расстояние оправки бабки от точки O . Из этого ясно, что точка O — геометрическое место скрещивания осей, люльки, изделия, шпинделя бабки, модульной линии резцов и т. д. — является отправной точкой при конструировании механизмов, воспроизводящих обкатку.

Конструкцией бабки должно быть предусмотрено достаточно надежное крепление, предохраняющее бабку от смещений во время работы станка, иначе под влиянием усилий, возникающих в процессе резания, эти смещения нарушат точность настройки станка и отразятся на профилировке зуба, что поведет к браку.

Такой сдвиг вызовет изменение радиального зазора, результатом чего будет изменение профиля зуба и ослабление ножки (фиг. 50).

Вторым последствием сдвига, естественно, будет уменьшение толщины зуба.

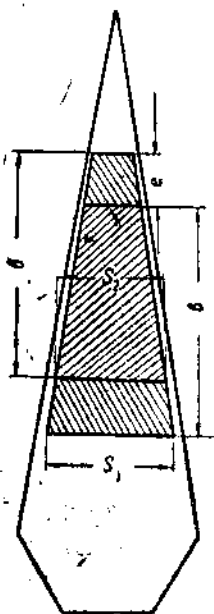
Возвращаясь к вопросу конструкции бабки, отметим, что на станке „Глисон“ сдвиг бабки вращением вокруг центра O достигается тем, что основание бабки (лапы с направляющими выступами) имеет свободу движения по направляющим пазам стола, которые являются частью окружностей, центральная ось которых проходит через O .

Помимо вращения конструкцией шпинделя бабки с оправкой должна быть предусмотрена возможность сдвига и в радиальном направлении, для точного совмещения вершины конуса шестерни с точкой O желательна шкала, показывающая расстояние от переднего торца оправки до точки O ; тогда, зная расстояние от вершины конуса шестерни до среза дополнительного конуса, легко установить изделие в рабочее положение (с грубым приближением), используя мерительный инструмент для точной установки.

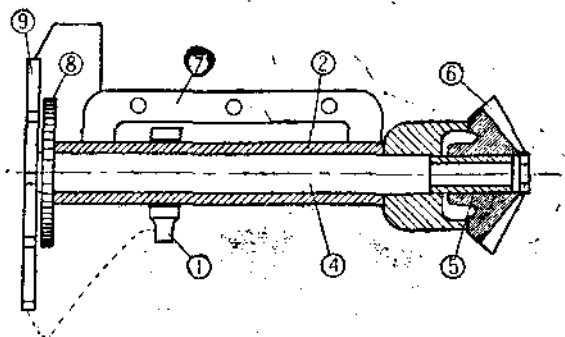
Высота бабки от основания до оси шпинделя определяется наибольшим диаметром шестерни, на изготовление которых рассчитан станок, а также конструктивным сочетанием со столом люльки.

Делительный механизм на станке „Глисон“ выполнен так, что работа его связана и со шпинделем бабки и с поворотом сегмента (фиг. 51).

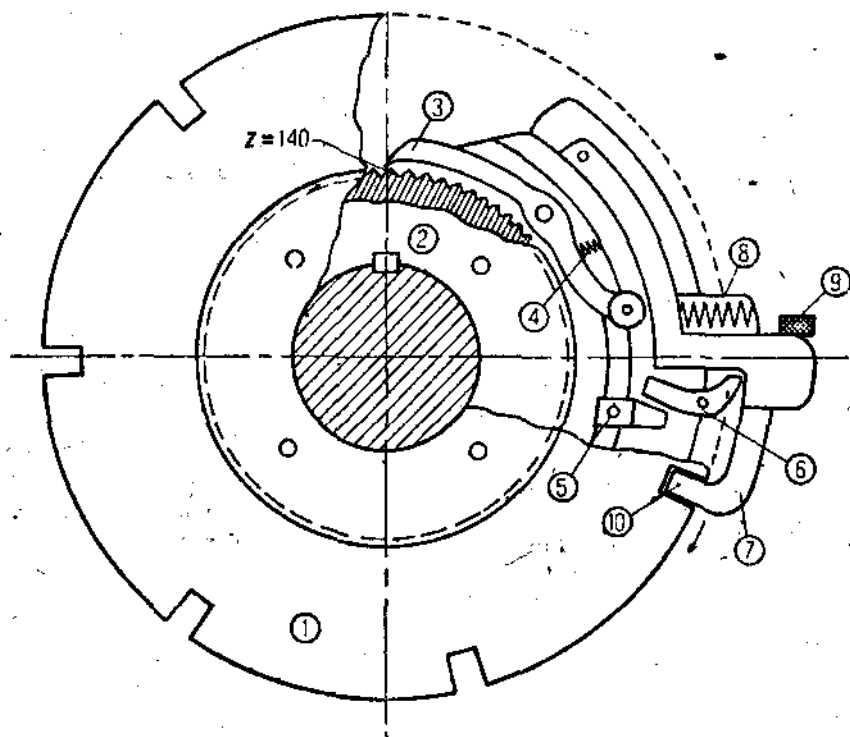
Основное в делительном механизме это диск I (фиг. 52), который должен быть точно изготовлен с числом вырезов, равным числу зубцов нарезаемой шестерни, все остальное



Фиг. 50.



Фиг. 51.



Фиг. 52.

является комбинацией стопорного и запорного механизма.

Работа делительного механизма сводится к следующему: во время рабочего хода люльки (конец подъема и все опускание) палец 10 (фиг. 52) тяги 7 находится в вырезе делительного диска; тяга 7 связана шарнирно с приливом трубы шпинделя 2 (фиг. 51), труба же получает вращение от перекачивания сегмента по коронной шестерне, будучи с ним жестко связана. Диск 1 жестко скреплен со шпинделем 4, следовательно, через оправку с изделием, воспринимает через тягу 7 вращение от сегмента, тем самым вращает изделие, осуществляя процесс обкатки во время рабочего хода.

Пунктирной линией отмечена связь изделия во время рабочего хода, сплошная линия — связь холостого хода (фиг. 51).

Головка бабки выполнена в утрированном виде, для того чтобы показать работу делительного механизма.

В конце опускания бабки, т. е. когда профилировка зуба закончена, собачка 6 (фиг. 52) наталкивается на упор 5 и своим плечом отжимает тягу, тем самым выводя палец тяги из выреза диска; последующий подъем бабки (холостой ход) заставит скользить палец по ободу делительного диска в направлении стрелки до тех пор, пока не попадет в следующий вырез диска.

В целях предохранения от произвольного поворота диска в направлении скольжения пальца тяги 7 силой трения последнего о диск, устроен стопорный механизм, который работает следующим образом (фиг. 52).

Когда палец находится в вырезе диска, плечо тяги давит на хвост стопора 3, не давая ему сцепиться с храповым колесом.

При холостом ходе тяга отжата собачкой вправо и, следовательно, не давит на хвост стопора, который в это время притягивается пружинкой 4 и приводится в сцепление с храповым колесом, удерживая диск от произвольного поворота за время скольжения пальца тяги по ободу диска. Из вышесказанного ясно, что угловое перемещение пальца 10 тяги 7 равно углу поворота сегмента, который является величиной, равной углу поворота изделия, за рабочий или холостой ход процесса обкатки, угол поворота изделия, как доказано нами ранее, равен

$$\beta = \frac{2H}{R_n \sin 2\alpha} \quad \text{или} \quad \beta = \frac{8,8}{Z \sin 2\alpha} \quad (a)$$

Анализ этого уравнения показывает, что угол поворота сегмента будет всегда больше чем $\frac{t}{R_n}$.

Докажем это на конкретном примере. Дана пара шестерен со следующими данными:

$$\begin{aligned} z_1 &= 10, & z_2 &= 20, \\ a &= 20^\circ, & a &= 20^\circ. \end{aligned}$$

Подставив эти значения в уравнение (а), получим

$$\beta_1 = \frac{8,8}{10 \cdot \sin 40^\circ} = \frac{8,8}{10 \cdot 0,645} = 1,35 \frac{1}{R} \approx 73^\circ,$$

$$\beta_2 = \frac{8,8}{20 \cdot \sin 40^\circ} = 0,675 \frac{1}{R} \approx 36^\circ 30',$$

в то время как угловая величина шага $= \frac{t}{R_n} = \frac{2\pi}{Z}$.

Для нашего примера

$$a) \frac{t_1}{R_1} = \frac{2\pi}{Z_1} = \frac{2 \cdot 3,14}{10} = 0,628 \frac{1}{R} \approx 36^\circ,$$

$$b) \frac{2\pi}{Z_2} = \frac{6,28}{20} = 0,314 \frac{1}{R} \approx 18^\circ.$$

Из этого следует, что для захвата пальцем тяги следующего выреза диска вполне достаточна половина угла поворота сегмента.

Но здесь надо учесть время, необходимое для отвода резцовой стойки по окончании профилировки зуба и подвод к началу рабочего хода, так как до вывода резцов из зацепления поворот нарезаемой шестерни не может быть осуществлен.

В результате время поворота шестерни для установки очередного зубца в рабочее положение составит из следующих величин: t (холостого хода) + t_1 (сдвига резцовой стойки).

Кроме того отметим необходимость предусмотреть в этой конструкции возможность перестановки упора 5 в соответствии с углом поворота изделия.

16. ЧЕРВЯЧНАЯ ПЕРЕДАЧА НА ЛЮЛКУ

Червячная передача на люльку, как и прочие механизмы станка „Глисон“, настолько закрыты, что без разборки станка возможно лишь приближенное измерение их. Таковым

мы и будем пользоваться при исследовании червячной передачи, ибо в данном случае отклонение в ту или другую сторону от действительных размеров червячной передачи станка в пределах 10%, особого значения для исследования конструкции станка не имеет.

Согласно ранее помещенной кинематической схеме станка передаточное число привода станка до червячной передачи выражается:

$$i = \frac{140 \cdot 500 \cdot 58}{115 \cdot 140 \cdot 42} = 6,$$

число оборотов мотора — 1425 в мин.

Следовательно, число оборотов червяка:

$$n_{\text{ч}} = \frac{1425}{6} = 237 \text{ об/мин},$$

число зубьев червячного колеса $Z_{\text{чк}} = 80$. За 10 сек. червячное колесо делает один оборот, а в минуту — шесть оборотов; из этих данных определяется число заходов червяка:

$$a = \frac{80 \cdot 6}{237} = 2,$$

для 2-оборотных червяков угол обычно делается в пределах 12—18°.

Передаточное число червячной передачи определяется по формуле

$$i_{\text{ч}} = \frac{Z_{\text{чк}}}{a} = \frac{80}{2} = 40.$$

Откуда общее передаточное число привода от мотора на люльку

$$i_{\text{л}} = 6 \cdot 40 = 240.$$

Так как люлька за один оборот червячного колеса делает полное качание, при котором полностью обкатывается зуб и совершается подача в рабочее положение для обработки следующего зуба шестерни, то по выведенному нами передаточному числу легко определить производительность станка:

число качаний люльки

$$A = \frac{n_{\text{мот}}}{i_{\text{л}}} = \frac{1425}{240} = 6 \text{ в минуту},$$

т. е. в минуту при данной настройке станка (данные шкивы и сменные шестерни) будет профилироваться шесть зубцов.

Для более полного представления о червячной передаче станка определим шаг t червяка.

Диаметр червячного колеса $D = 320$, откуда

$$t = \frac{\pi D}{Z_{\text{чк}}} = \frac{314 \cdot 320}{80} = 12,6 \approx 1\frac{1}{2} \text{ дм.}$$

Модуль червячного колеса:

$$M = \frac{t}{\pi} = \frac{12,6}{3,14} \approx 4.$$

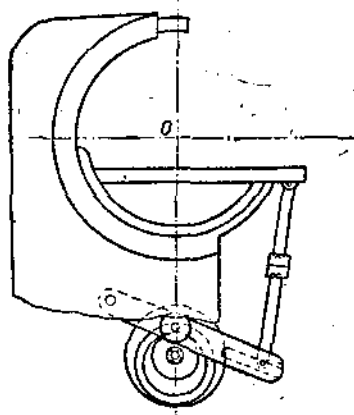
Кроме кинематики червячной передачи при конструировании станка и расчете деталей чрезвычайно важно знать усилия, действующие в механизме. В данном случае важно выявить, на какие усилия должен вестись расчет червячной передачи на станке „Глисон“.

Нагрузка червячной передачи распределяется следующим образом.

Во время рабочего хода, т. е. профилировки зуба, червячное колесо путем вращения эксцентрика (фиг. 53), сидящего на одном валу, осуществляет качание люльки, иными словами — подачу. Следовательно, червячное колесо будет нагружено таким усилием Q на зуб, которое способно преодолеть усилия, возникающие в процессе резания и передаваемые через эксцентрик на вал червячного колеса.

В данном случае как процесс образования стружки, так, следовательно, и давление стружки на резец весьма сложно, и аналитически проследить основные зависимости невозможно.

Опытных данных по исследованию давления стружки на резец на зубострогальных станках пока совершенно не имеется, так как вообще литературы по зуборезному делу сравнительно мало.



Фиг. 53.

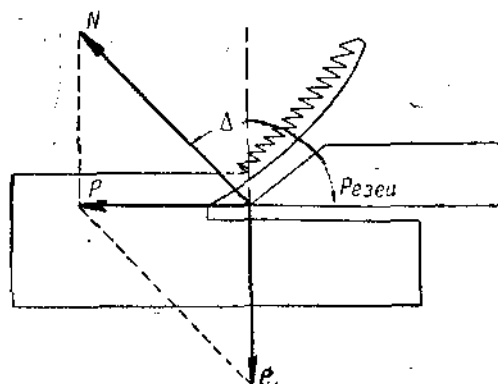
Поэтому для решения нашей задачи придется ее несколько упростить, приняв за исходную позицию для определения действующих усилий на червячное колесо не действительное

давление стружки на резец, а максимальное усилие на резце.

Рассмотрим действующие в процессе резания силы (фиг. 54).

В процессе резания получается следующее: резец передней гранью давит на металл и начинает его вытеснять.

При этом элемент стружки переместится вверх и в этот момент будет отделяться от



Фиг. 54.

остального слоя под некоторым углом Δ , обычно называемым углом скалывания.

Согласно опытам Тиме и математическим исчислениям Зворыкина, угол скалывания изменяется с изменением угла резания, но в небольших пределах (табл. 10).

Таблица 10

Углы резания	45	55	65	75	90
Углы скалывания по Тиме	145	145	150	150	155
Углы скалывания по Зворыкину	134,5	139,5	144,5	149,5	153

Для наших расчетов примем угол скалывания равным 150° .

Максимальное усилие на резец P разложим на два направления: перпендикулярное к нижней грани резца (сила давления P_1 , которая и производит наклеп изделия, наблюдающийся в процессе резания) и на направление скалывания стружки силы N_1 .

тогда

$$N_1 = \frac{P}{\cos 30^\circ} = 1,22 P. \quad (97)$$

Нас в данном случае интересует сила P_1 , ибо она будет оказывать давление на тягу, эксцентрик и т. д.

Из приведенного ниже схематического чертежа люльки с механизмом проследим, как передается на червячное колесо усилие P_1 и неуравновешенная часть веса бабки, равная Q .

Давление в шарнире по правилу статики определится:

$$P_2 = \frac{(P_1 + Q) a}{b}, \quad (98)$$

сила P_2 разложится по двум направлениям:

по тяге (P_3) и силе N ; $P_3 = P_2 \cos \alpha$. (99)

В шарнире 2 разложится на два направления:

а) сила N_2 и б) сила P_4 ;

$$P_4 = P_3 \cos \alpha. \quad (100)$$

Сила P_4 будет оказывать давление на эксцентрик через кулак с силой

$$P_5 = \frac{P_4 \cdot c}{d}. \quad (101)$$

Усилие на зуб червячного колеса определится из условия равенства работ за 1 оборот.

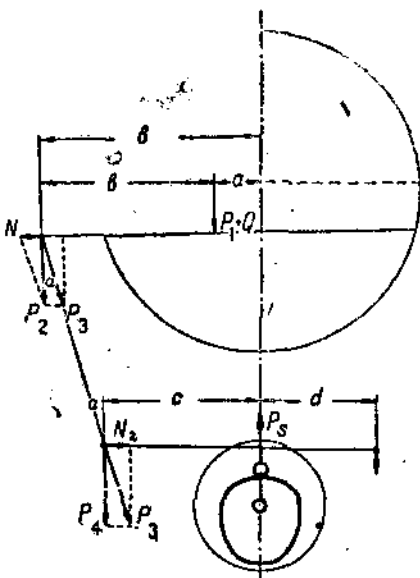
За оборот эксцентрика работа качания люльки (не учитывая сил трения) будет равна:

$$P_5 (r_{\max} - r_{\min}) = W, \quad (102)$$

где r — радиус кулака.

Это должно равняться работе червячной передачи за 1 оборот:

$$\left. \begin{aligned} W_1 &= F \pi D_1 \\ W &= W_{\text{тр}} \end{aligned} \right\} F = \frac{P_5 (r_{\max} - r_{\min})}{\pi D}$$



Фиг. 55.

Заменяем P_s через P ,
тогда

$$F = \frac{(0,7 P + Q) a C \cdot \cos^2 \alpha (r_{\max} - r_{\min})}{b \cdot d \cdot \pi \cdot D} \quad (103)$$

Пользуясь данными станка по уравнению 103, подсчитаем величину.

Данные станка: $Q \approx 100$ кг; $\alpha = 0^\circ$; $d = 30$; $D = 32$ см.
 P грубо принимаем 1000 кг (на самом деле меньше).

$$a = 10 \text{ см},$$

$$C = 60 \text{ см},$$

$$r_{\max} - r_{\min} = 20 \text{ см},$$

$$b = 40 \text{ см}.$$

Подставим эти величины в уравнение (103).

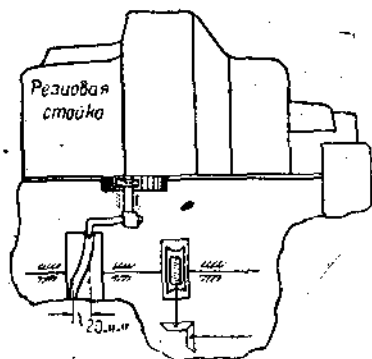
$$F = \frac{(0,7 \cdot 1000 + 100) \cdot 10 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 20}{40 \cdot 30 \cdot 3,14 \cdot 32} = 80 \text{ кг}.$$

Модуль червячного колеса должен определиться из уравнения:

$$F = C b t;$$

$C = 30$ кг/см для бронзы.

Приведенное нами исследование показывает, что усилия, возникающие в процессе резания, оказывают незначительное влияние на работу червячной передачи и во всяком случае не являются для таковой расчетными величинами; даже если учесть и силы трения люльки и эксцентрика, то получим усилие, очень далекое от нагрузки (380 кг), допустимой для данного колеса.



Фиг. 56.

Обратимся теперь к рассмотрению усилий, возникающих при сдвиге резцовой стойки во время холостого хода.

Резцовая стойка сдвигается на 20 мм посредством кулачка, находящегося в пазу барабана, вращающегося на одном валу с червячным колесом.

Сдвиг производится приблизительно в течение 1 сек.
Работа сдвига:

$$W_{\text{сд}} = G \cdot f \cdot a, \quad (104)$$

$$W_{\text{чк}} = \frac{F \pi D}{10}. \quad (105)$$

Из равенства работ следует

$$W_{\text{чк}} = W_{\text{сд}}. \quad (106)$$

следовательно,

$$F = \frac{G \cdot f \cdot a \cdot 10}{\pi \cdot D}. \quad (107)$$

где: G — вес резцовой стойки,

f — коэффициент трения плоскостей резцовой стойки,

a — величина сдвига резцовой стойки,

D — диаметр червячного колеса.

Определим F , пользуясь данными станка, хотя и приблизительно:

$$\begin{array}{lll} G = 1000 \text{ кг} & a = 2 \text{ см} & F = \frac{1000 \cdot 0,1 \cdot 2 \cdot 10}{3,14 \cdot 32} \approx 20 \text{ кг} \\ f = 0,1 & D = 32 \text{ см} & \end{array}$$

Окружные усилия на зуб червячного колеса от сдвига резцовой стойки получаются еще меньше, нежели от усилий резания.

В результате этого исследования мы должны прийти к заключению, что червячная передача станка „Глисон“ работает с очень незначительными напряжениями и что расчет ее должен вестись, исходя исключительно из конструктивных соображений ввиду крайней незначительности получаемых усилий.

На основании данного исследования нетрудно произвести расчет на прочность шарнирных связей механизма люльки, тяги, рычага и пр., так как действующие в связях усилия нами выявлены в процессе исследования червячной передачи.

Выбор именно червячной передачи в данном случае конструктору станка продиктован следующими соображениями:

1) получение большого передаточного числа; 2) компактность передачи; 3) плавность передачи.

Наряду с преимуществом такой передачи в виде простоты, она обладает существенным недостатком. Это — невозможность изменения подач, т. е. времени обработки 1 зуба без сменных шестерен. Изменение же подачи путем сменных шестерен, с одной стороны, требует значительного времени

и предполагает наличие на станке набора шестерен, с другой стороны, все же весьма ограничивает выбор подачи имеющимся набором шестерен.

В данном случае более рациональным решением вопроса было бы применение гидравлической подачи взамен червячной и эксцентрика. Хотя это несколько и увеличило бы стоимость станка, но зато окупилось бы возможностью неограниченного выбора подач независимо от числа ходов резцов и простотой наладки станка. При эксцентриковой передаче качания люльки установка на угол качания и в особенности разделение катания люльки отнимает много времени, да и довольно сложно.

Основным качеством станка является его простота, отсюда и надежность его работы. Все трущиеся части хорошо защищены, смазка централизована.

Надо сказать, что в основном эта простота достигнута:

1) за счет уничтожения коробки скоростей, которая является неотъемлемой частью современного универсального станка;

2) за счет уничтожения коробки подач;

3) за счет упрощения механизма путем введения набора сменных сегментов.

Следовательно, одним из крупных недостатков станка является затруднительность, а иногда и невозможность (при отсутствии набора сменных шкивов и шестерен) изменения раз установленного режима обработки.

Полная наладка станка „Глисон“ является довольно сложной. Сменные шкивы, шестерни и сегменты еще более усложняют наладку станка.

Следующим недостатком является невозможность уравновесить люльку при ее боковом, несимметричном расположении. Для сглаживания неуравновешенности люльки качающийся рычаг люльки приводится в движение открытым кулаком от малого эксцентрика при профилировке зубчаток с малым числом зубьев и закрытым кулаком при профилировке шестерен от большого эксцентрика.

Точность изготовления станка весьма высокая, но она ограничена определенными механизмами станка.

Высокая точность изготовления частей станка необходима для механизма люльки — точно определенная плоскость катания, точное совпадение центра стола с геометрической осью люльки; обязательное пересечение геометрической осью

шпинделя головки оси люльки; точное изготовление резовых салазок и откидного супорта.

От точности изготовления этих механизмов зависит точность профилировки шестерен.

Требование к таким частям станка, как станина, резовая коробка и т. д., — это жесткость, чтобы возможные деформации не влияли на точность настройки станка.

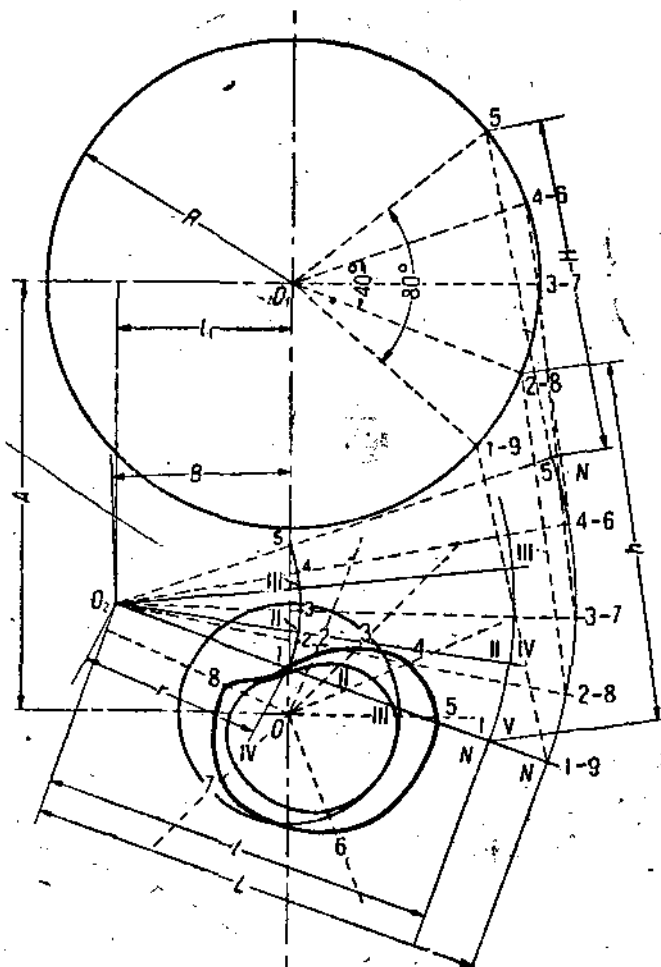
17. ПРОФИЛЬ КУЛАКОВ

Профиля кулаков 8-дюймового станка проще всего определить графическим построением. Для этого необходимо иметь конструктивные размеры качающего рычага L , радиуса люльки R , длину тяги H , расстояния между центрами A и B и максимальный угол катания люльки. Построение производится следующим образом.

Из центра O , проводим окружность радиуса R_1 , от горизонтального диаметра люльки откладываем по половине угла катания, дугу этого угла делим на некоторое число равных частей. Из центра O проводим вспомогательную окружность произвольного радиуса. Предположим, что время подъема люльки (холостой ход) должно относиться к опусканию (рабочий ход), как 1:3, а подъем и опускание люльки (или же поворот люльки на заданный максимальный угол катания против часовой стрелки и обратный поворот на такой же угол) совершается за один оборот кулака.

Иначе говоря, требуется определить профиль такого кулака, который за первую четверть оборота совершил полное катание люльки против часовой стрелки на заданный угол; за остальные $\frac{3}{4}$ оборота кулак производит обратное (рабочее) катание на тот же угол.

Первые 90° нашей вспомогательной окружности разделим на то же число равных частей, что и дугу люльки, радиусом L проведем из центра O , дугу NN и из точек на дуге люльки, соответствующих данным углам, сделаем на дуге NN засечки радиусом H ; получим точки 1, 2, 3, 4 и 5, которые определяют положение качающего рычага и его ролика, последовательно касающегося кулака в этих точках. Расстояния от центра O до точек 1, 2, 3, 4 и 5 отложим на радиусах вспомогательной окружности, проходящих через соответствующие точки. Соединив теперь точки, полученные на радиусах вспомогательной окружности, получим



Фиг. 57.

профиль части кулака, отвечающий холостому катанию люльки.

Аналогично этому находятся точки профиля остальной части кулака, соответствующего рабочему катанию люльки, что без объяснения понятно из фиг. 57.

Соединив найденные таким способом точки, получим полный профиль большого кулака.

Для того, чтобы определить профиль малого кулака и одновременно решить задачу перевода с большого на малый кулак по принципу, осуществленному на 8-дюймовом станке „Глисон“, надо из исходным положением для последующих графических построений взять 1-е положение рычага L при большом кулаке. Это и будет положение механизма, при котором возможен перевод ролика рычага L с одного на другой кулак, так как в этом случае профили обоих кулаков около точки 1 совпадают.

Фиг. 58.

На фиг. 57 показано графическое построение обоих кулаков, причем, чтобы не затемнять чертеж, взято минимальное число точек, [от] чего точность профиля кулака уменьшилась.

Фиг. 59.

Расчет кулаков может быть произведен и аналитически¹⁾, для этого точки O и A соединяем прямой K (фиг. 59).

Из треугольника D, OA

знак $\pm$ у второго члена подкоренного выражения должен подставляться в зависимости от направления отсчета угла α ,

выше или ниже горизонтального диаметра O_1N люльки.

Из треугольника OBA :

$$K = \text{пр. } r_1 + \text{пр. } L_1, \quad (109)$$

но

$$\begin{aligned} \text{пр. } r_1 &= r_1 \cos \beta, \\ \text{пр. } L_1 &= \sqrt{L_1^2 - r_1^2 \sin^2 \beta}, \end{aligned} \quad (110)$$

$$K = r_1 \cos \beta + \sqrt{L^2 - r_1^2 \sin^2 \beta}, \quad (111)$$

а так как K есть общая сторона треугольников, то можем написать равенство:

$$\sqrt{(R \cos \alpha + e)^2 + (L + R \sin \alpha)^2} = r_1 \cos \beta + \sqrt{L_1^2 - r_1^2 \sin^2 \beta}. \quad (112)$$

Для упрощения обозначим левый радикал через $\sqrt{A}$, перенесем $r_1 \cos \beta$ в левую часть уравнения и возведем в квадрат:

$$A - 2\sqrt{A} r_1 \cos \beta + r_1^2 \cos^2 \beta = L_1^2 - r_1^2 \sin^2 \beta, \quad (113)$$

сделаем преобразование и разделим на r_1 :

$$r_1 - 2\sqrt{A} \cos \beta = \frac{L_1^2 - A}{r_1}, \quad (114)$$

откуда:

$$\cos \beta = \frac{(R \cos \alpha + e)^2 + (L + R \sin \alpha)^2 - L_1^2 + r_1^2}{2r_1 \sqrt{(R \cos \alpha + e)^2 + (L + R \sin \alpha)^2}}. \quad (115)$$

Угол β представляет угол между рычагом r_1 и воображаемой прямой K .

Если через β_0 обозначим угол между горизонтальной прямой ON , то угол поворота рычага r_1 будет равен:

$$\gamma = \beta - \beta_0. \quad (116)$$

Определим значение β_0 :

$$\sin \beta = \frac{L + R \sin \alpha}{K}, \quad (117)$$

$$\sin \beta_0 = \frac{L + R \sin \alpha}{\sqrt{(R \cos \alpha + e)^2 + (L + R \sin \alpha)^2}}; \quad (118)$$

тогда:

$$\gamma = \arccos \beta - \arcsin \beta_0. \quad (119)$$

Изменение радиуса кулака можно проследить (фиг. 59), где r — расстояние от центра вращения рычага до центра ролика, M — расстояние между центрами вращения рычага и кулака по вертикали, e — расстояние по горизонтали. Из этого можно написать уравнение:

$$\rho = \sqrt{(r \cdot \cos \gamma - e)^2 + (M - 2 \sin \gamma)^2}. \quad (120)$$

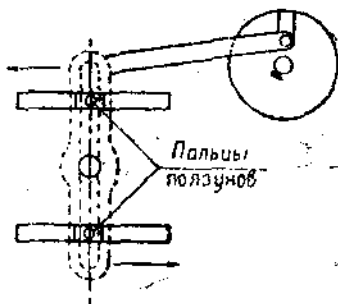
18. КРИВОШИПНЫЙ МЕХАНИЗМ

Тип и конструкция кривошипного механизма определяются следующими условиями:

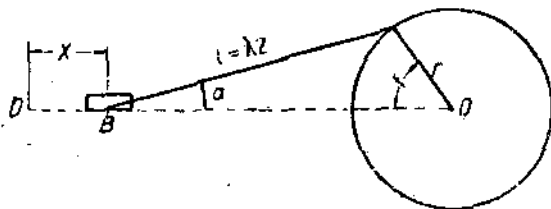
1) простота и компактность,
2) создание совершенно одинаковых условий резания (скоростей и усилий) для обоих резцов.

3) изменение длины хода.

От кривошипа движение каретки резцов передается через особые пальцы, связанные с последней (фиг. 61). Пальцы совершают колебательное движение по горизонтальным пазам в пределах установленной длины хода. Этот механизм практически не отличается от обычного кривошипного механизма, схема которого дана ниже.



Фиг. 60.



Фиг. 61.

ского исследования (которого не приводим) имеет следующие выражения:

уравнение пути $x = r(1 - \cos \varphi) + \frac{r}{4\lambda}(1 - \cos 2\varphi), \quad (121)$

уравнение скорости $V = \frac{dx}{dt}, \quad (122)$

$$\text{уравнение ускорения } j = \frac{d^2x}{dt^2}. \quad (123)$$

Для наших же расчетов мы возьмем данные 8-дюймового станка „Глисон“: длина хода $= 50$ мм, радиус $= 25$ мм.

Предположительно возьмем для расчета $\lambda = 4$, что близко к действительной величине на станке „Глисон“.

С точки зрения условий резания важно исследование скоростей ползунов, скорость которых по существу есть действительная скорость резания (если пренебречь конусностью хода резцов), что дает незначительное отклонение.

Возьмем первую производную уравнения (121):

$$\frac{dx}{dt} = (r \sin \varphi + \frac{r}{4\lambda} 2 \sin 2\varphi) \frac{d\varphi}{dt}, \quad (124)$$

но

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega,$$

а угловая скорость кривошипа постоянна, поэтому уравнение скоростей напишется

$$V = r \omega \left(\sin \varphi + \frac{\sin 2\varphi}{2\lambda} \right). \quad (125)$$

Так как скорости при обороте кривошипа от 180 до 360° по величине равны скоростям первой половины оборота от 0 до 180° , отличаясь только знаком, подсчет будем вести для 10 положений кривошипов в пределах от 0 до 180° . Обращаясь к уравнению скоростей (125), замечаем, что скорость их зависит от угла поворота φ , полагая остальные данные постоянными, подсчитаем значение скобки для положения кривошипа через 18° , получим следующее значение

$$\sin \varphi + \frac{\sin 2\varphi}{2\lambda} = Z.$$

Таблица 11

Угол поворота Значения	0°	18°	63°	54°	72°	90°	103°	126°	144°	162°	180°
Z	0	0,382	0,707	0,928	1,024	1	0,878	0,690	0,469	0,236	0,00

Обороты кривошипного диска на станке „Глисон“ могут изменяться в пределах от 300 до 500 в мин., но для этого необходимо изменение передаточного числа путем смены шкивов. Для выявления скоростей мы будем считать число оборотов кривошипного диска $n = 300$ об/мин, тогда

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = 31,4.$$

Согласно уравнению (125) получим:

$$V = r \omega Z = 31,4 \cdot r \cdot Z. \quad (125a)$$

Решая уравнение (125a), получим значение скоростей в м/сек. при $n = 300$ об/мин.

Таблица 12

$\varphi =$	0°	18°	36°	54°	72°	90°	108°	126°	144°	162°	18°
$r = 10$ мм	0	7,2	13,2	18,9	19,2	19,2	16,8	13,2	8,4	4,8	0
$r = 20$ „	0	14,4	26,4	36	38,4	38,4	33,6	26,4	16,8	9,6	0
$r = 25$ „	0	18	33	45	48	48	42	33	21	11,8	0
$r = 30$ „	0	21,6	39,6	54	57,6	57,6	50,4	39,6	25,2	14,4	0

Уравнение свидетельствует о том, что скорость пропорциональна радиусу кривошипа, поэтому достаточно знать величину скоростей ряда при одном значении r , чтобы определить скорость при любом радиусе кривошипа при данном числе оборотов из уравнения:

$$V_1 = \frac{r_1 v}{r}. \quad (126)$$

Подсчет инерционных усилий резцовых кареток. Для некоторого упрощения динамического расчета кривошипного механизма и выявления усилий, передаваемых резцовой каретке, инерционные усилия кривошипа не будем принимать во внимание, полагая, что при данных соотношениях в станке это влияние незначительно. Точно так же не будем вводить в расчет и сил трения; тогда усилие, получаемое на пальце кривошипа, будет уравниваться полезным сопротивлением каретки супорта (усилие резания) + инерционное усилие движущихся возвратно-поступательно частей

станка. При нашем расчете мы будем принимать во внимание только инерционную силу резцовых кареток (ползунов), как имеющих значительный вес.

На основании закона механики составим уравнение работы W :

$$\left. \begin{aligned} W_A &= P_A dS_A \\ W_B &= P_B dS_B \end{aligned} \right\} W_A = W_B,$$

следовательно,

$$P_A dS_A = P_B dS_B. \quad (127)$$

Дифференцируя работу по времени, получим мощность:

$$\frac{P_B dS_B}{dt} = \frac{P_A dS_A}{dt}, \quad \text{но } \frac{dS}{dt} = V, \\ P_B = \frac{P_A V_A}{V_B}. \quad (128)$$

Усилие на пальце кривошипа P определится из уравнения

$$P_A = 716 \cdot 200 \cdot \frac{V}{n} \cdot \frac{\eta \cdot i}{r}, \quad (129)$$

где: N — мощность мотора

η — к. п. д. станка,

n — число оборотов мотора в мин.,

r — радиус кривошипа в мм,

i — передаточное число от мотора к кривошипу.

$$V_A = \frac{\pi r n}{30}; \quad V_B = r \omega \left(\sin \varphi + \frac{\sin 2\varphi}{2\lambda} \right). \quad (130)$$

Воспринимаемое пальцем ползуна усилие P_B в свою очередь идет, с одной стороны, на преодоление инерционных усилий резцовых кареток, остальное получается как усилие, используемое на преодоление сопротивления резания. Пренебрегая углом хода резцовых кареток, будем считать, что направление силы P горизонтально и совпадает с направлением движения резцовых кареток; тогда имеем право составить следующее уравнение:

$$P_B = P_p \pm P_i, \quad (131)$$

где: P_p — усилие на резцовой каретке,

P_i — инерционное усилие резцовой каретки.

$$P_i = -\frac{G}{g} j, \quad (132)$$

где: G — вес обеих резцовых кареток;

$g = 9,81$;

j — ускорение.

$$j = \frac{d^2x}{dt^2} = r \omega^2 \left(\cos \varphi + \frac{\cos^2 \varphi}{\lambda} \right). \quad (133)$$

Поставим найденные данные в уравнение и, сделав сокращение, определим P_p :

$$P_p = \frac{P_A V_A}{V_B} + Pj. \quad (184)$$

Для подсчета усилий на резцовой каретке, имеющих место на 8-дюймовом станке „Глисон“, подсчитаем ускорение j по формуле (133) для тех же 10 положений шатуна, что и в таблице. Получим следующие значения:

Таблица 13

	Знак (+)					Знак (—)					
	0°	18°	36°	54°	72°	90°	108°	126°	144°	162°	180°
$r = 10$ мм .	12,4	11,4	8,75	5,05	1,06	2,44	5,05	6,6	7,2	7,95	7,4
$r = 20$ " .	24,8	22,8	17,5	10,1	2,12	4,88	10,1	13,2	14,4	16,9	14,8
$r = 25$ " .	31	28,5	21,8	12,6	2,65	6,1	12,6	16,5	18	20,9	18,5

Полагая вес обеих резцовых кареток равным 50 кг (примерно такой же вес кареток на 8-дюймовом станке), подсчитаем инерционные усилия Pj при $n = 800$ для $r = 25$ мм, т. е. при длине хода резцов 50 мм:

$$Pj = - \frac{G}{G_1} j.$$

Таблица 14

	Знак (—)					Знак (+)					
Положение кривошипа	0°	18°	36°	54°	72°	90°	108°	126°	144°	162°	180°
Значение P_j кг	160	147	113	65	13,6	31,4	65	85	92,5	113	95

Таким образом для пользования уравнением (134) осталось определить усилие на пальце кривошипа (P_A) и его скорость (V_A), что и сделаем, пользуясь данными станка.

На 8-дюймовом зуборезном станке мотор 8 л. с. 1425 об/мин. Передаточное число к кривошипу (см. схему станка):

$$i = \frac{d_2 \cdot d_3}{d_1 \cdot d_2} = \frac{140 \cdot 510}{112 \cdot 140} = 4,5.$$

Считая к. п. д. станка $\eta = 0,75$, определим P_A для $r = 25$ мм:

$$P_{25} = \frac{716200 \cdot 3 \cdot 4,5 \cdot 0,75}{25 \cdot 1425} = 200 \text{ кг.}$$

По уравнению (134) определим усилие на ползуне при $r = 25$ мм в различных положениях кривошипа, взяв значения V_B и P_j из табл. 12 и 14. V_A определится из уравнения:

$$V_A = \frac{\pi r n}{30} \quad (135)$$

где: r — радиус кривошипа,

n — число оборотов кривошипа.

$$V_A = \frac{3,14 \cdot 25 \cdot 300}{30} = 785 \text{ мм} = 0,785 \text{ м.}$$

После вычислений по уравнению (134) получим следующие значения усилий (P_p) на ползуне при $r = 25$ мм.

Угол поворота: $0^\circ \ 18^\circ \ 36^\circ \ 54^\circ \ 72^\circ \ 90^\circ \ 108^\circ \ 126^\circ \ 144^\circ \ 162^\circ$.

Усилие P_p 0,375 171 145 182 227 290 370 543 900.

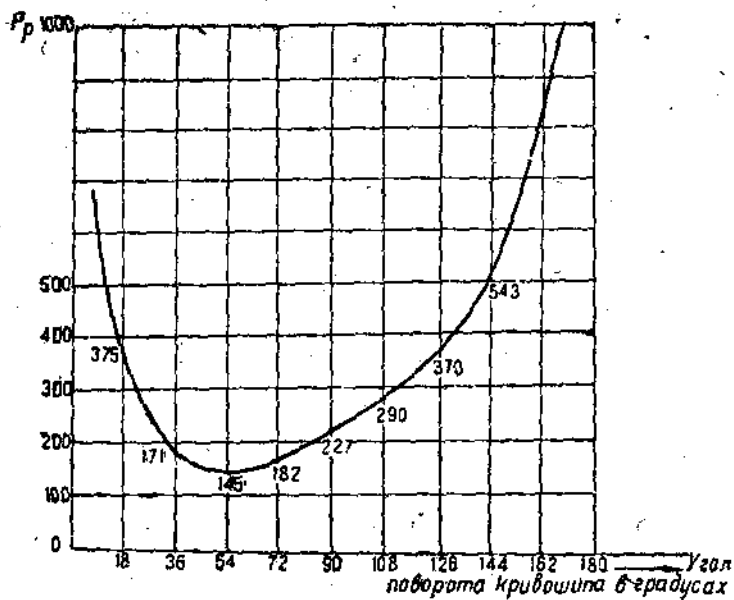
В мертвых точках при 0° и 180° $P_p = 0$.

Графически это изображается диаграммой на фиг. 62.

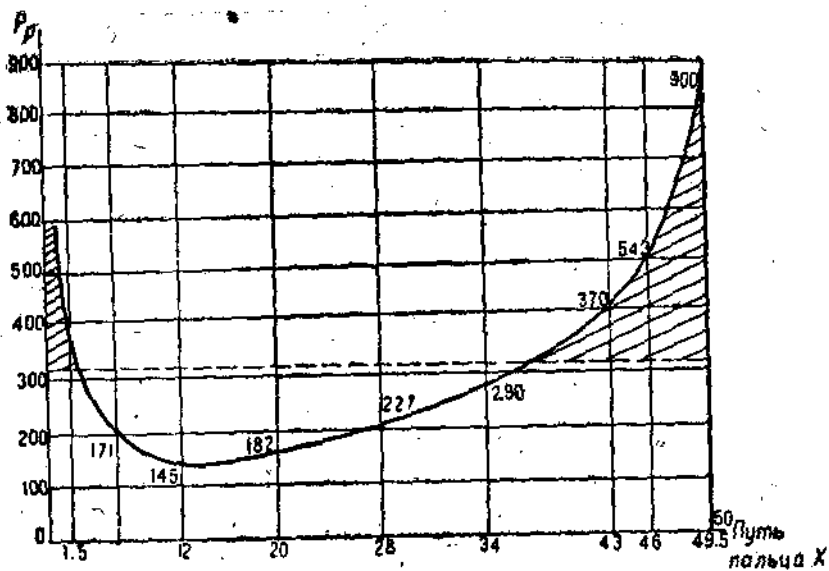
Совершенно очевидно, что такое неравномерное распределение рабочих усилий на резцовой каретке непригодно для станка; более равномерное распределение усилий достигается применением маховика d_2 (фиг. 30), который является одновременно и шкивом. Такое сочетание позволяет свести к минимуму габаритный размер резцовой стойки.

Расчет маховика ведется на избыточную работу, отдача которой резцам должна равномерно распределяться маховиком, аккумулирующим ее при избытке и отдающим при недостатке.

Для графического определения избыточной работы строится диаграмма (фиг. 63), по уравнению (121) определяется расстояние пальца ползуна от нулевого положения, соответствующего углу (φ) поворота кривошипа.



Фиг. 62.



Фиг. 63.

Затем в масштабе по оси абсцисс откладываются значения пути X в мм, а по оси ординат — значения P_p в кг. Если выбранный масштаб для:

$$\begin{aligned} P_p & \text{ в } 1 \text{ мм} - a \text{ кг,} \\ X & \text{ в } 1 \text{ „} - b \text{ м,} \end{aligned}$$

то 1 мм² площади диаграммы будет выражать работу:

$$W_1 = a \cdot b \text{ кг.м.} \quad (136)$$

Вся площадь диаграммы, ограниченная кривой, будет выражать свободный остаток работы, могущей быть использованным в течение полуоборота кривошипа.

$$W_2 = F \text{ мм}^2 \cdot a \cdot b \text{ кг.м.} \quad (137)$$

Так как во второй половине хода картина совершенно одинакова, то свободный остаток работы в течение полного оборота кривошипа будет равен:

$$W = 2F \cdot a \cdot b \text{ кг.м.} \quad (138)$$

За один оборот кривошипа палец ползуна пройдет путь равный: $X = 4r$, где r — радиус кривошипа.

Среднее давление на резце, исходя из данной работы:

$$P_{cp} = \frac{W}{4r} \text{ кг.} \quad (139)$$

Отложив P_{cp} в том же масштабе на построенной диаграмме (фиг. 63) и проведя через эту точку линию, параллельную оси абсцисс, выше этой линии получим площадь (заштрихованная на фиг. 63), выражающую в масштабе избыточную работу, на которую и должен рассчитываться маховик. Вес маховика определяется по формуле:

$$G = \frac{3600 \cdot A}{D^2 \cdot n^2 \delta} \quad (140)$$

где A — избыточная работа в кг.м.,

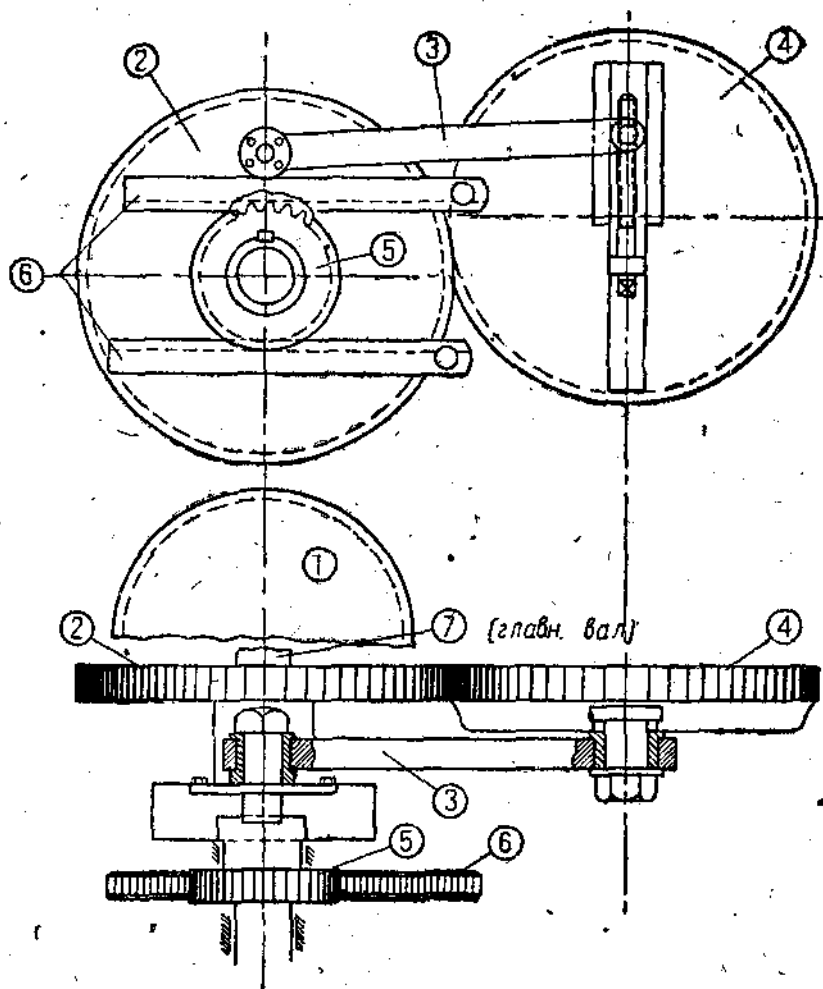
D — диаметр маховика,

n — число оборотов,

δ — степень неравномерности вращения маховика,

G — вес маховика, редуцированный на обод.

Произведенный изложенным способом подсчет дает вес, редуцированный на обод массы маховика 8-дюймового станка



Фиг. 64.

„Глисон“, всего 30 кг при степени неравномерности $\delta = 0,003$, т. е. маховой момент маховика равен:

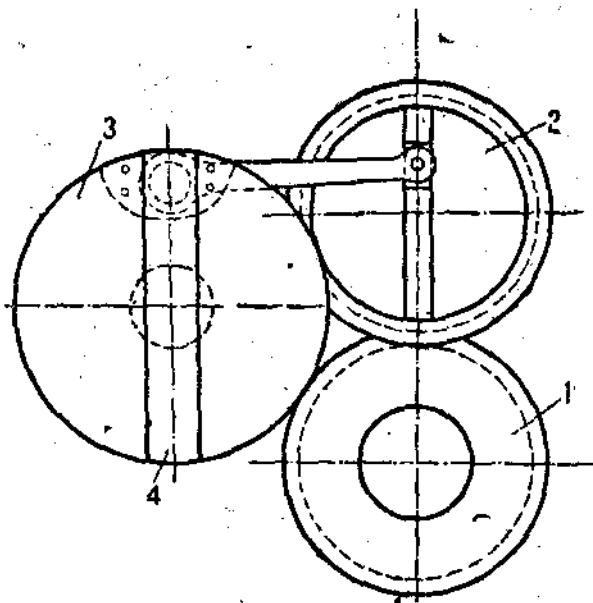
$$G \cdot D^2 = 30 \cdot 0,5^2 = 7,5 \text{ кг/м.}$$

Эта величина является несколько преуменьшенной сравнительно с действительной для маховика 8-дюймового станка.

Надо полагать, что при расчете маховика учитывалась также необходимость накопления маховиком энергии для преодоления кратковременно возрастающих сопротивлений.

Конструктивное выполнение кривошипной передачи на станках „Глисон“

Конструктивное выполнение кривошипной передачи в зависимости от предъявляемых требований может быть самым разнообразным. Примером этого может служить хотя



Фиг. 86.

бы кривошипная передача резцам, осуществленная на зуборезном станке устаревшего типа фирмы „Глисон“ (фиг. 9—10), все отличие которого заключается в том, что передача прямолинейного движения каретке происходит через шестерню 5 и две рейки 6.

Такое видоизменение кривошипного механизма вызвано особенностями воспроизводства обкатки на этом станке. Обкатка на станке старого типа сводилась к взаимному обкатыванию резцов с зубцом нарезаемой шестерни. Это свя-

зано с необходимостью сообщения одновременных возвратно-поступательных движений резцам и катания всей резцовой коробки вокруг геометрической оси станка.

Совмещение оси реечной шестерни с геометрической осью станка позволяет одновременное осуществление обоих движений.

В 8-дюймовом зуборезном станке, где резцовая коробка неподвижна, необходимость реечной передачи отпадает. Отсюда большая свобода в выборе конструкции кривошипного механизма (фиг. 65).

19. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС

Технологический процесс по обработке полуосевой шестерни $Z=22$, $D_p=4$, материал — сталь.

Полуосевая шестерня в механический цех поступает из кузницы и проходит следующие операции:

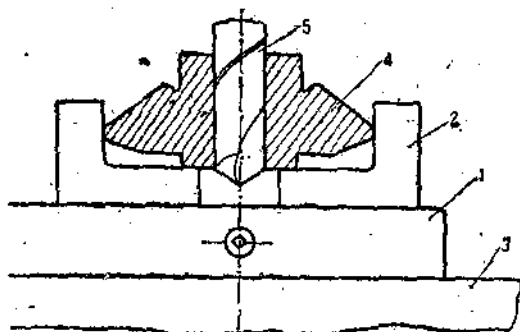
1. Сверление отверстия диаметром 40 мм.
2. Предварительная расточка отверстия.
3. Обдирка поверху.
4. Проточка выемки.
5. Подрезка торца шестерни.
6. Подрезка втулки.
7. Снятие фаски.
8. Прокатка отверстия.
9. Протяжка пиночных канавок.
10. Зачистка фасок на торцевых гранях канавок с передней стороны шестерни.
11. Черновая обточка по верху втулки.
12. Окончательная обточка торца задней стороны шестерни.
13. Подрезка другого торца втулки.
14. Проточка фаски на втулке.
15. Проточка фаски на дыре.
16. Обточка конуса зубцов.
17. Проточка канавки в торце шестерни под шлифовку.
18. Окончательная обточка по верху втулки.
19. Проточка выемки в торце шестерни.
20. Подрезка торца шестерни.
21. Подрезка зубьев на конус.
22. Подрезка торцов втулки и проточка фаски.
23. Предварительная фрезеровка зубцов шестерни.
24. Профилирование зубцов.

25. Проверка зацепления.
26. Сверление 3 отверстий для смазки.
27. Зачистка заусенцев.

После цементации и калки, протравки и зачистки окалин шестерня возвращается в механический цех для следующих операций:

28. Шлифовка втулки поверху.
29. Шлифовка переднего торца.
30. Шлифовка втулки.
31. Шлифовка заднего торца шестерни.

Теперь перейдем к рассмотрению этих операций.



Фиг. 66.

1. Сверление отверстия диаметром 40 мм производится на сверлильном станке „Барнес“. Шестерня закрепляется в трехкулачном патроне, установленном на этом станке. Сверление происходит самоходом (фиг. 65):

1) Трехкулачный патрон, 2) кулачки, 3) стол, 4) шестерня, 5) сверло.

После сверления шестерня подается на полуавтомат „Патмер и Джонсон“. Приспособления: трехкулачный патрон, револьверная головка, втулка. Вспомогательный инструмент: две супортные державки (фиг. 67), державка втулки 3, державка скалки, втулка 5.

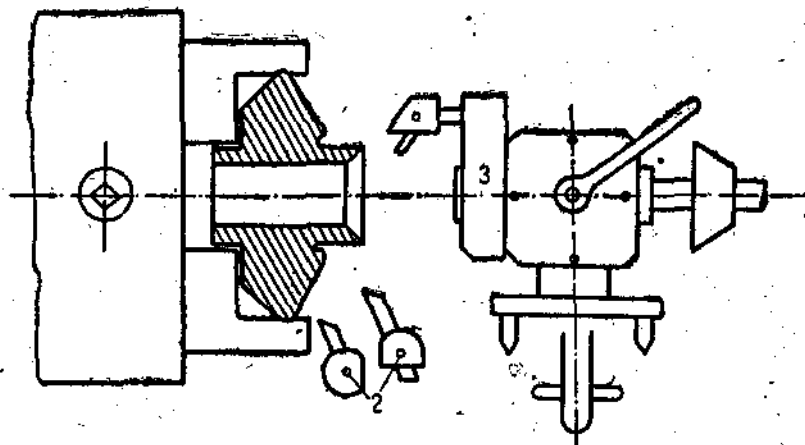
Режущий инструмент: два подрезных резца 2, проходной резец 3, расточный резец, фасонный резец.

Мерительный инструмент: калибр диаметром $\frac{41,78}{41,90}$, скоба

диаметром $\frac{2,516}{2,560}$ и шаблон.

Процесс происходит так: устанавливается шестерня в трех кулачный патрон 1 и крепится.

Подрезными резцами *a* и *b*, закрепленными в супортных державках 2, одновременно: резцом *a* подрезают торец шестерни, резцом *b* подрезают торец втулки в размер $2\frac{27}{82}$ дюйма. Резцом *c* закрепленным в оправке, обтачивают втулку по верху в размер диаметра $\frac{2,510}{2,560}$. Резцом *d*, закрепленным в оправке, растачивают отверстие диаметром $\frac{41,78}{41,90}$, а ре-



Фиг. 67.

цами, закрепленными в той же оправке, протачивают выемки в размер $1\frac{1}{4}$ дюйма от торца втулки. Зенкером, укрепленным на оправке, зенкуется отверстие диаметром 2 дм., угол 60° .

После всех операций шестерня снимается со станка и передается для дальнейшей обработки на станок „Ольгир“ — протяжно-шпоночный.

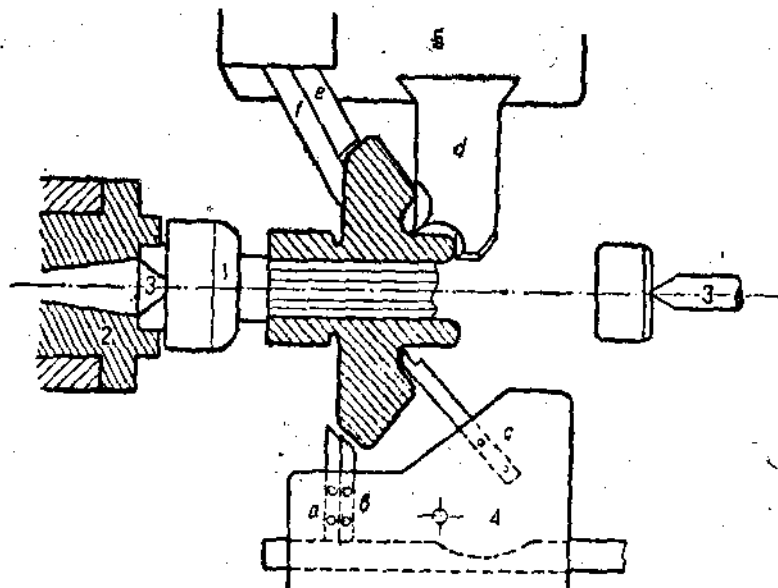
На станке „Ольгир“ происходит протяжка отверстий диаметром $\frac{42,82}{42,29}$, после чего шестерня поступает на такой же

станок для протяжки шпоночных канавок, размером $\frac{7,62}{7,67}$ и $\frac{49,78}{53,24}$ мм.

Батом шестерни передается на верстак, где затыловываются фаски $\frac{1}{32} \times 45^\circ$ на торцевых гранях канавок с передней стороны шестерни.

После затыловки шестерни передаются на предварительную токарную обработку с задней стороны на 12-дюймовый станок „Санстрен“.

Вспомогательный инструмент: 1 передняя трехрезцовая супортная державка, задняя трехрезцовая супортная державка, специальная верхняя супортная державка.



Фиг. 68.

Мерительный инструмент: скоба $\frac{3,020}{3,05}$, шаблон для конусов зубцов. Процесс обработки: шестерня одевается на оправку, установленную в центрах. Рассмотрим работу резцов a, b, c , закрепленных в супортной державке 4, резцов d, e, f , закрепленных в супортной державке 5. Проходной резец b обтачивает по верху втулку диаметром $\frac{3,020}{3,015}$. Резец a обтачивает шестерню диаметром $\frac{5,6365}{5,6215}$ и резец c протачивает фаску на дыре 2 дм. $< 60^\circ$. Резец d подрезает торцы

задней стороны втулки в размер $\frac{2,755}{2,750}$. Резец *e* снимает фаску на втулке $2\frac{7}{16} \times 45^\circ$ и резец *f* подрезает торец шестерни.

Проточка конуса зубцов с угла $63^\circ 26'$ производится резцом *K*, закрепленным в специальной верхней супортной державке.

Окончательная токарная обработка передней стороны

Припособления: оправка 1, поводковая втулка 2 центра 3. Режущий инструмент — резцы: проходной обдирочный, проходной чистовой и фасонный на супортной державке 4, подрезной левый, фасонный, фасонный на державке.

Вспомогательный инструмент: передняя трехрезцовая державка с концом, задняя трехрезцовая державка.

Мерительный инструмент: скоба $\frac{2,515}{2,520}$, шаблон с углом $28^\circ 34'$ дм. Процесс обработки производится следующим образом: шестерня надевается на оправку, пускается станок, резцом *a* обтачивается начерно конус торца зубцов под углом $28^\circ 34'$ дм. Вслед за резцом *a* движется чистовой резец *b*, окончательно обтачивает конус торца зубцов. В это же время фасонный резец *c* протачивает выемку в торце шестерни в размер $1\frac{1}{4}$ дм. Резцы *a*, *b*, *c*, как видно из фигуры, закреплены в передней 3-резцовой державке с копиром.

Резцы *d*, *e*, *f*, закреплены в 3-резцовой державке 5 и выполняют следующую работу: фасонный резец *d* обтачивает втулку по верху диаметром $\frac{2,515}{2,520}$, подрезает торец втулки

в размер $\frac{2,710}{2,740}$ и протачивает фаску на втулке в размер $\frac{1}{16} \times 45^\circ$. Подрезной резец подрезает торец шестерни, а фасонный резец *e* снимает фаску на конус $\frac{1}{16} \times 45^\circ$. Одновременно он двигается за резцом.

После вышеописанной токарной обработки шестерня передается для предварительной фрезеровки зубцов на фрезерные станки „Рейнекер“ и „Гульд и Эбергард“. Шестерня, получив на вышеуказанных фрезерных станках предварительное очертание зубцов, передается для профилирования зуба на 8-дюймовый зуборезный станок „Глисон“. Со станка

„Глисон“ шестерня поступает в контрольную на проверку зацепления. Правильность зацепления выявляется при помощи эталонных шестерен (сателита и полуосевой), причем для проверки полуосевой шестерни служит эталон сателита, а для проверки сателита — эталон полуосевой шестерни.

Полуосевая шестерня кладется на стол, и эталон обкатывает проверяемую шестерню. Проверенная шестерня передается на сверлильный станок для сверления трех отверстий $\frac{3}{16}$ дм. для смазки, зачищаются вручную напильником заусенцы, полученные в результате сверления и затем передаются на цементацию в закалочный цех, для цементации поверхности на глубину $\frac{1}{32}$ дм. и закалки при температуре нагрева, требуемой установленной твердостью. Закаленная шестерня протравливается, счищается щеткой окалина (по мере необходимости) и передается обратно в механический цех на шлифовальные станки „Лендис“ для шлифовки втулки по верху, переднего торца шестерни, шлифовки втулки и заднего торца. Этим заканчивается технологический процесс полуосевой шестерни.

20. НАСТРОЙКА СТАНКА

Настройка станка должна вестись в следующем порядке:

1. Установ сменных шкивов и сменных шестерен, соответствующих назначенной скорости резания и подаче.

2. Установка бабки на коренной угол согласно чертежу изделия.

3. Установка сегмента, с углом начального конуса, равного таковому у нарезаемой шестерни, в зацепление с коронной шестерней.

4. Установка общего катания люльки соответствующего полной обкатке зубца.

5. Разделение катания люльки поровну выше — ниже горизонтального (нулевого) диаметра.

6. Постановка делительного диска с числом вырезов по окружности, равным числу зубцов нарезаемой шестерни.

7. Регулировка собачки делительного механизма.

8. Установка резов по калибрам.

9. Установка салазок на угол зубца.

10. Установка длины хода резов путем перестановки пальца (к центру или от центра) кривошипного колеса.

11. Регулировка калибра для разделения припуска.

12. Установка автоматического выключателя на число зубцов нарезаемой шестерни.

После наладки станок возвращается вручную на полный цикл движений, в процессе которого проверяется правильность работы всех механизмов, обращая особое внимание на работу делительного механизма.

В случае опережения или запаздывания поворота нарезаемой шестерни на следующий зуб, надо соответственно переставить собачку делительного механизма.

Профилировка первых зубцов изделия должна быть использована для окончательной регулировки толщины зубца (угла зубца) соответственно данным чертежа, поэтому первоначальная установка салазок обычно производится с припуском в 8—5 мин. — на последующую регулировку зубца. Ниже приводится подробная рабочая инструкция по наладке 8-дюймового станка.

Перечень литературы, служившей в качестве пособий при обработке настоящего материала

1. Проф. Шибель, Зубчатые колеса.
 2. Проф. Верзов, Зубчатые колеса, IV вып.
 3. Проф. Buckingham, Spur Gears, New York 1928.
 4. Проф. Кривоухов, Обработка металлов резанием, 1931 г.
 5. Проф. Львов, Тракторы, 1931 г.
 6. Цитинг, Фрезы, 1927 г.
-

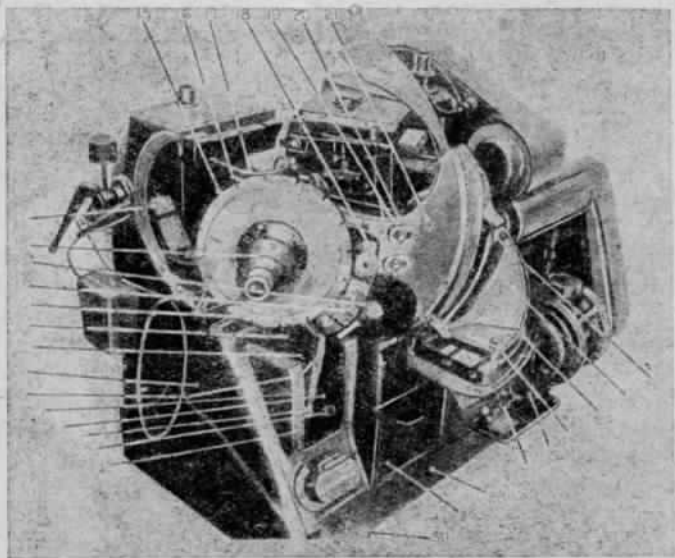
Приложение

ИНСТРУКЦИЯ ДЛЯ УСТАНОВКИ 8-ДЮЙМОВОГО ЗУБО-РЕЗНОГО СТАНКА ДЛЯ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ДЛЯ РАБОТЫ НА НЕМ

Никогда не позволяйте частям станка вращаться в неверном направлении. Направление вращения шкива указано на его щите, а также на установочном чертеже.

ОПИСАНИЕ ПРИВОДА

Передача от ведущего шкива к механизмам станка осуществляется через фрикционную муфту (12 на фиг. 2), которая управляется рычагом (7 на фиг. 2). Этот рычаг снабжен предохранительным приспособлением, которое не позволяет рабочему поднять рычаг ролика подающего кулака

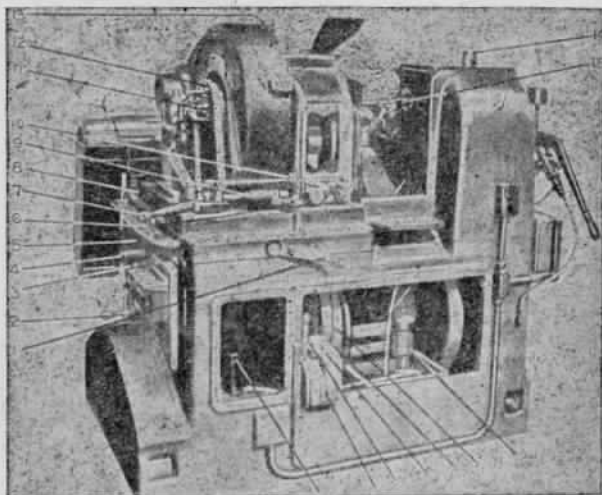


Фиг. 1.

10 на фиг. 2), когда стержень (9 на фиг. 2) муфты находится в замкнутом рабочем положении. Если приподнять ролик с кулака во время прорезки шестерни, то стойка не отойдет назад, вследствие чего шестерня не повернется на следующее деление, а резцы заедут зуб.

СМАЗКА

За исключением нескольких мест, очень легко доступных для смазки вручную, весь станок автоматически смазывается из двух резервуаров, расположенных сверху станка. Масло для смазки после прохождения через фильтр (16 на фиг. 2) постоянно нагнетается в эти резервуары. За тем, подается ли масло должным образом, можно следить через имеющиеся



Фиг. 2.

глазки (13 и 14 на фиг. 2). В конце настоящей инструкции приводится описание фильтра (фиг. 10).

На станке имеются два масляных насоса. Один насос (26 на фиг. 1) доставляет масло в два резервуара, расположенные на верхней части станка, получая его из резервуара в основании станка с пометкой на нем „Смазочное масло“ — „Lubricating oil“. Второй насос (27, на фиг. 1) доставляет масло для охлаждения резцов. Масло для охлаждения поступает из резервуара, расположенного под корытом для стружек. От крышки с пометкой „Масло для охлаждения“ — „Cutting oil“ к резервуару проходит труба. Если надо добавить свежее масло, то необходимо приподнять крышку и налить масло в эту трубку. Пробный кран (30 на фиг. 1) указывает уровень масла для смазки, а пробный кран (28 на фиг. 1) — уровень масла для охлаждения резцов. Держите резервуары постоянно наполненными маслом до уровня кранов.

Каждая трубка для подачи масла снабжена вспомогательным клапаном. Вспомогательный клапан для охлаждающего масла расположен внутри

станка несколько выше корыта для масла (29 на фиг. 1). Он может быть установлен для регулирования силы потока масла из носка (15 на фиг. 4). Когда носок закрывается, вспомогательный клапан действует как отвод при избытке масла для охлаждения. Вспомогательный клапан (22 на фиг. 2) смазочного масла может быть использован для регулирования давления, чтобы обеспечить необходимую подачу масла, что можно видеть через глазки (13 и 14 на фиг. 2).

РЕЗЦЫ

Резцы для этого станка имеют совершенно одинаковые размеры с резцами, применяемыми на 12-дюймовом зуборезном станке для конических шестерен, и отличаются от резцов, работающих на 11 и 18-дюймовых зуборезных станках, только углом заточки. Шаблон для проверки правильности заточки доставляется со станком. Поверхность конца этого шаблона должна совпадать с режущей кромкой резца, если последний заточен правильно.

ПРИНАДЛЕЖНОСТИ ДЛЯ ПРОРЕЗКИ

Прежде чем приступить к настройке станка, необходимо, чтобы налицо были следующие принадлежности:

- 1) чистовые резцы с правильным шагом и углом давления;
- 2) делительный диск с числом прорезов, соответствующим числу зубьев прорезаемого зубчатого колеса или шестерни;
- 3) сегмент и плечо для сегмента (если угол начального конуса больше 26°), соответствующие углу начального конуса обрабатываемой детали.
- 4) устойчивая оправка.

При конструкции оправки необходимо принять во внимание максимальное и минимальное расстояние от конца шпинделя до центра станка согласно приводимой ниже таблице. Если это не будет сделано, то, после изготовления оправки и установки ее на станок, может оказаться, что бабка не имеет достаточной регулировки.

Для коренных углов между	Расстояние от конца шпинделя до центра станка	
	минимальное	максимальное
80 1/2 — 57°	3 — 1/2"	9"
57 — 44°	5"	9"
44 — 34°	5 — 5/8"	9"
34 — 26°	5 — 7/8"	9"
26 — 13°	5 — 5/8"	9"
13 — 9 1/2°	6 — 7/8"	9"

ДАННЫЕ ДЛЯ РАБОТЫ

Для того чтобы приступить к работе, необходимо также иметь все данные о прорезаемой шестерне, включая коренной угол, угол начального конуса, угол зубца, размер зубца и расстояние до задней поверхности.

ПОРЯДОК НАСТРОЙКИ СТАНКА

1. Вставка оправки в шпиндель. Вначале необходимо обмерить расстояние на оправке между передней поверхностью, на которую ложится зубчатое колесо или шестерня, и задней поверхностью, упирающейся в

в конец шпинделя. Этот размер, называемый „толщиной оправки“, показан размером „В“ на фиг. 6. После того, как обмер произведен, необходимо вставить оправку в шпиндель.

2. Установка ролика. Если требуется переменить настройку станка с зубчатого колеса на шестерню или обратно, сперва следует снять плечо сегмента 18 на фиг. 1 и сегмента 21 на фиг. 1 или (1 на фиг. 4). Если же при перемене настройки станка можно пользоваться тем же сегментом и плечом, то снятие этих частей не требуется.

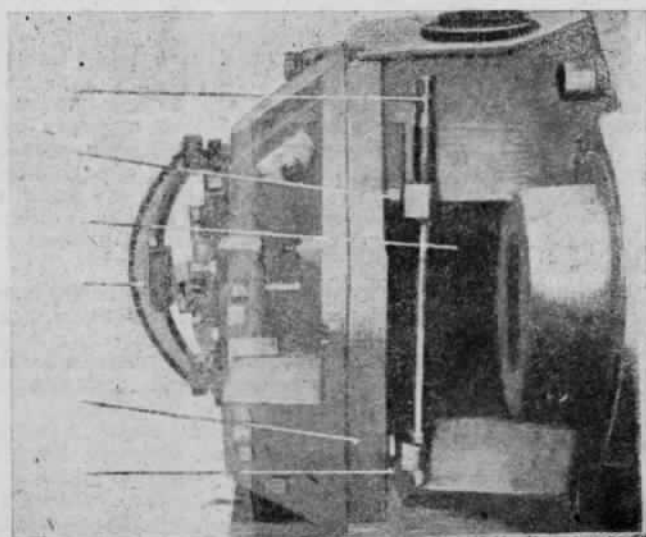
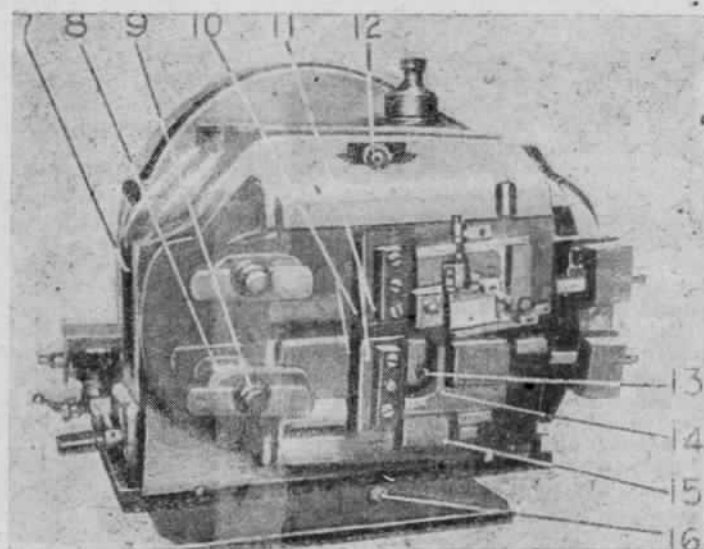
Для того чтобы предупредить при установке ролика возможное заедание, необходимо вывести из зацепления сегмент и коренную шестерню. Поэтому, если сегмент не был снят со станка, необходимо отпустить болты (16 и 17 на фиг. 1), а также и другие болты, не показанные на чертеже, и повернуть бабку вокруг, пока сегмент выйдет из зацепления. Одновременно с этим необходимо поддерживать плечо сегмента (18 на фиг. 1), если таковое имеется, чтобы оно не упало.

Люлька движется двойным кулаком (9 на фиг. 1), состоящим из большого закрытого кулака и меньшего открытого, который работает посредством поднимающего рычага (4 на фиг. 1) и шатуна (5 на фиг. 1). Общая величина движения люльки зависит от кулака, который работает, и от положения болта (3 на фиг. 1) в поднимающем рычаге. Распределение движения выше и ниже центра может контролироваться установкой поворотной ручки (8 на фиг. 1).

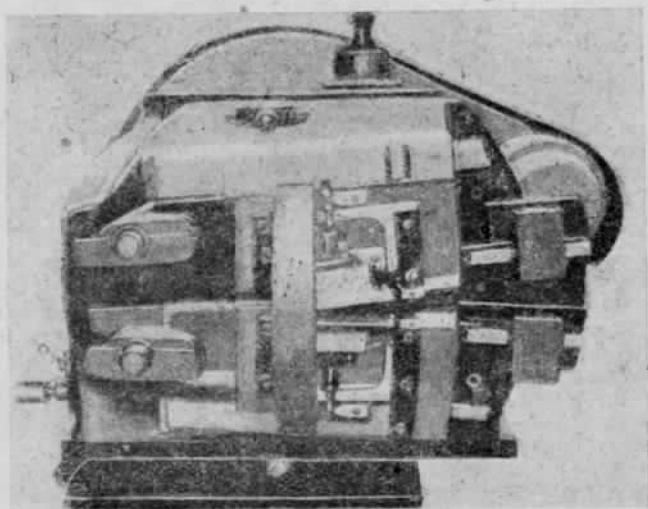
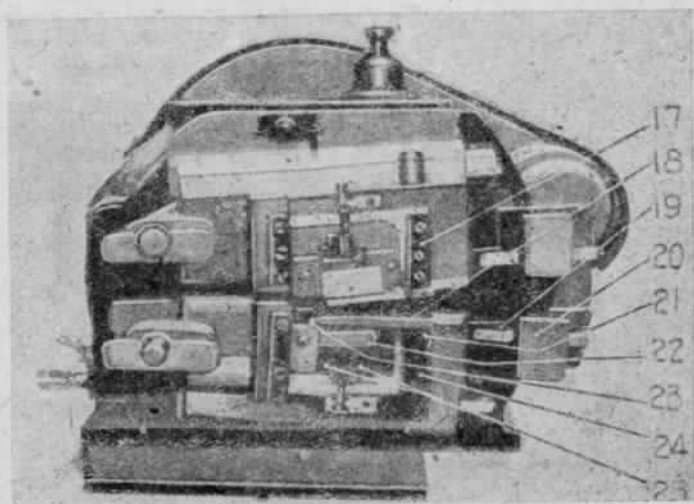
После того, как настройщик уверен, что ролик соединен с соответствующим кулаком, необходимо выполнять перечисляемые ниже установки. Вначале следует удалить большой щит, который прикреплен к обработанному приливу (1 на фиг. 1). Потом следует снять сменную шестерню подачи (5 на фиг. 2) слева и, пользуясь ручкой на валу (4 на фиг. 2), вращать станок вручную до тех пор, пока люлька не станет в крайнее положение вниз, как это показано градуировкой (14 на фиг. 1). В этом положении гайка на конце регулировочного винта кулачного ролика (фиг. 5) станет против отверстия (7 на фиг. 1) в раме. После этого следует вставить в это отверстие торцевой ключ, нажав на хомутик. (Этим нажатием на хомутик запорный плунжер выводится из зацепления, фиг. 5). Для того чтобы привести ролик в соприкосновение с малым кулаком, следует повернуть ключ вправо до отказа. Этим поворотом ролик выводится назад, насколько это возможно. Для соединения ролика с большим кулаком следует подвигать ключ влево, продвигая ролик вперед насколько это возможно. Убедитесь, что ролик был продвинут вперед или вытянут обратно до отказа, так как запорный плунжер должен войти в свое отверстие.

Установка общего катания. Когда изменяют настройку станка от прорезки зубчатого колеса для нарезки шестерни, кулачный ролик передвигается от закрытого кулака (зубчатого колеса) к открытому (шестерни) кулаку. Для того чтобы распределить вес равномерно, рабочая бабка должна быть повернута вокруг и поставлена на угол меньший 45° как показано нулем (12 на фиг. 4) и градуировкой. Освободите болты (16 и 17 на фиг. 1 и другие, на чертеже не показанные), придерживая бабку, и поставьте ее на любой подходящий угол, меньший 45° .

Кривошипной ручкой на валу (4 на фиг. 2) вращайте станок вручную и отметьте общий ход катания (движение) на делениях (14 на фиг. 1). На сегменте, которым необходимо пользоваться, указан максимальный безопасный ход выше и ниже центра. После этого установите положение шпиндели (4 на фиг. 1) в поднимающем рычаге (4 на фиг. 1), пользуясь



Фиг. 3.

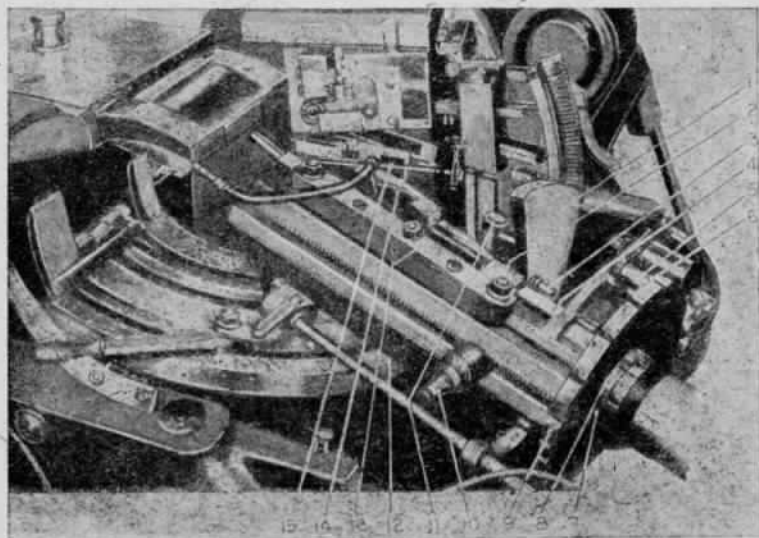


Фиг. 3.

регулирующим винтом (2 на фиг. 1), пока общий ход катания (движение) отмечаемый на делениях (14 на фиг. 1), будет несколько меньше, чем указано на сегменте. Для увеличения хода катания (движение) поверните винт (2 на фиг. 1) вправо, а для уменьшения — поверните влево. Не забудьте затянуть гайку болта (3 на фиг. 1) после того как регулировка закончена.

Для большинства работ полученное таким образом катание будет большим, чем требуется для обкатки зуба. В таких случаях настройщик потом может уменьшать катание до необходимого, найденного пробой минимума.

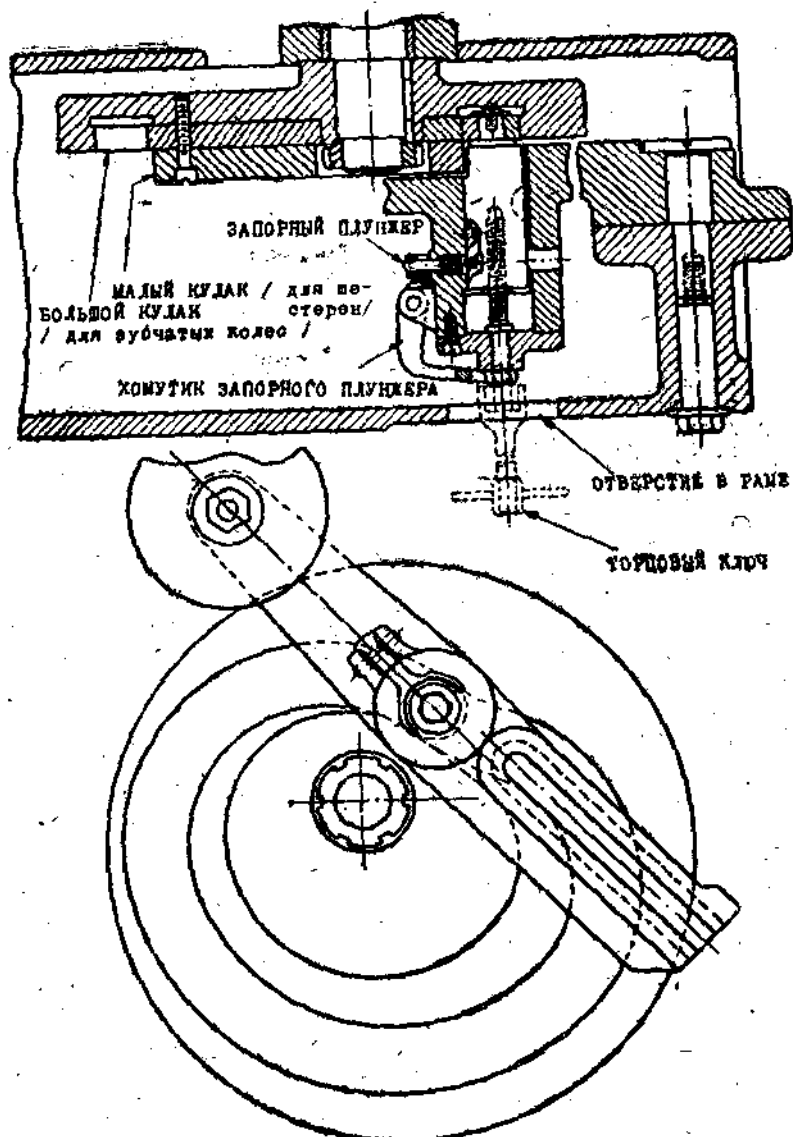
Для того чтобы подвести регулирующий винт (2 на фиг. 1) в удобное положение при пользовании малым кулаком, обычно рекомендуется делать следующее: вначале отметьте положение ролика на делениях (14 на фиг. 1),



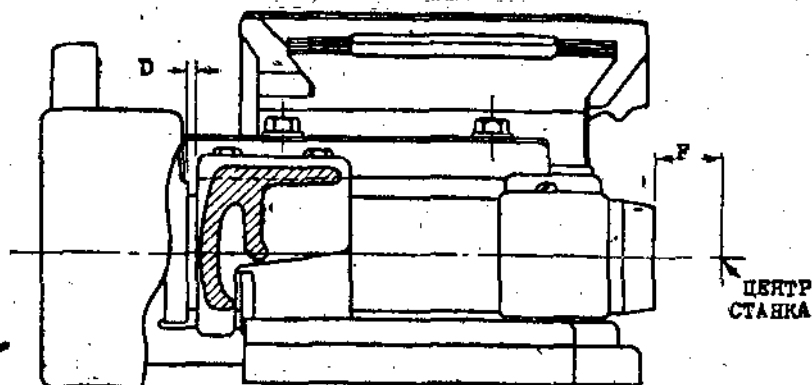
Фиг. 4.

после чего переведите ролик на большой кулак и вращайте станок вручную до тех пор, пока винт (2 на фиг. 1) поднимется на предельную высоту. Отрегулируйте положение болта (3 на фиг. 1), вращайте станок вручную до крайнего нижнего положения ролика, переведите ролик на малый кулак, вращайте станок вручную на полный цикл движений и отметьте полное катание. Если необходимо получить требуемое полное катание повторите все эти операции.

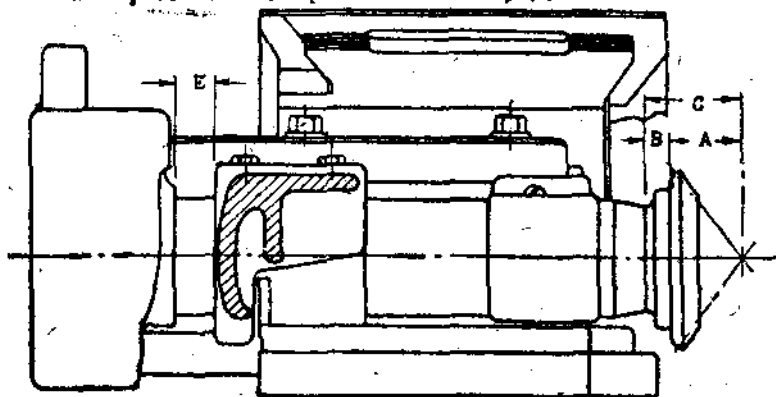
Разделение катания. После установления общего катания последнее должно быть разделено так, чтобы катание, показанное на делениях (14 на фиг. 1) выше и ниже центра, было бы несколько меньшим, чем максимальное безопасное, показанное на сегменте. Для разделения катания освободите контргайки (6 на фиг. 1) и отрегулируйте поворотную ручку (8 на фиг. 1). Затяните гайки, после того как регулировка закончена.



Фиг. 5.



Если при обмере расстояние D получится равным размеру, нанесенному на верху бабки / см. фиг. 4 /, то расстояние F будет точно 3,500" / см. примечание выкажу /.



Фиг. 6.

Если делается изменение в установлении катания, то рекомендуется каждый раз вращать станок вручную на полный цикл движений всех механизмов для проверки их работы. Одновременно необходимо проверить выключатель делительного механизма (§ 9).

8. Укрепление сегмента. Сегмент (21 на фиг. 1) для угла начального конуса большего 26° укрепляется на плече (18 на фиг. 1), а сегмент (1 на фиг. 4) для угла начального конуса меньшего 26° укрепляется непосредственно на шпиндельной гильзе.

Вращайте станок до тех пор, пока люлька не станет в центре, что указывается нулем на делениях (14 на фиг. 1). После этого поставьте сегмент на плечо (если таковым пользуются) и укрепите его на ставке в

соответствующим положением, предварительно отодвинув кронштейн коронной шестерни (23 на фиг. 1), если он мешает работе.

4. Установка сегмента на угол начального конуса. а. Сегмент для угла начального конуса, большего чем $71\frac{1}{2}^\circ$. Градуированная шкала (20 на фиг. 1) прикреплена к каждому сегменту для установок на угол начального конуса. Отрегулируйте сегмент так, чтобы на шкале (20 на фиг. 1) указывался угол, заранее выбранный. После этого затяните гайки (19 на фиг. 1).

б. Сегмент для углов начального конуса между $71\frac{1}{2}^\circ$ и 26° . Освободите болты (25 на фиг. 1), закрепляющие кронштейн коронной шестерни (23 на фиг. 1), и поставьте кронштейн так, чтобы нулевые линии (24 на фиг. 1) точно совпали; после этого затяните болты.

Теперь отпустите болты (16 и 17 на фиг. 1 и другие, на фиг. 1 не показанные), прикрепляющие бабку к люльке, и поверните бабку, поставив ее на угол начального конуса, установленный, как объяснено выше, ранее, пользуясь нулем (12 на фиг. 4) и градуировкой. Во время этой установки поставьте помеченный зубец сегмента в соответственно помеченную впадину коронной шестерни и установите пружинный кронштейн (11 на фиг. 4), как предписано в § 6. Затяните прикрепляющие бабку болты.

Имея сегмент в зацеплении с коронной шестерней и установив пружинный кронштейн, отпустите слегка гайки (19 на фиг. 1), прикрепляющие сегмент, и установите его осторожно так, чтобы нанесенная на его борту линия совпала с нулевой линией на указателе (22 на фиг. 1). После этого затяните болты (19 на фиг. 1); быть может, потребуется слегка переставить пружинный кронштейн в соответствии с новым положением сегмента.

в. Сегмент для угла начального конуса меньшего 26° . Для установки сегмента на угол начального конуса в 26° или меньше доставляется специальный микрометрический калибр (фиг. 7). Этот калибр доставляется с первым универсальным станком. Поставьте калибр на рабочий шпиндель так, чтобы микрометрический винт касался шипа на сегменте шестерни (3 на фиг. 4) и поворачивайте сегмент (1 на фиг. 4) к центральной линии рабочего шпинделя или от нее, пока на микрометре не покажется нулевое деление. В этом положении сегмент будет установлен на угол начального конуса, помеченного на нем (фиг. 7).

Иногда случается, что угол начального конуса, на который сегмент должен быть установлен, отличается на несколько минут от помеченного на нем угла. В таком случае сегмент должен быть отрегулирован от нулевого положения на соответствующие расстояния, приняв во внимание следующее соотношение:

Изменение в $1'$ в угле начального конуса $= 0,0063''$ в отчете на микрометре.

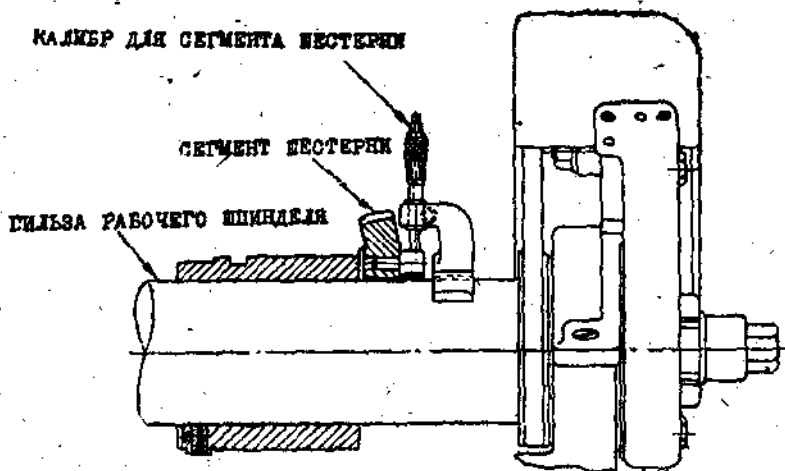
Если угол начального конуса, помеченный на сегменте, слишком мал, то сегмент должен быть повернут от шпинделя; в противном случае необходимо повернуть сегмент к шпинделю.

5. Поставка сегмента в зацепление с коронной шестерней. Освободите болты (16 и 17 на фиг. 1 и другие, на ней не показанные), прикрепляющие бабку, и поверните ее вокруг, подводя помеченный зубец сегмента в соответственно помеченную впадину коронной шестерни.

При прорезке шестерен с малым углом начального конуса небольшой кронштейн с болтом, который входит во внутренний Т-образный паз, должен быть удален, ибо болт выйдет из паза.

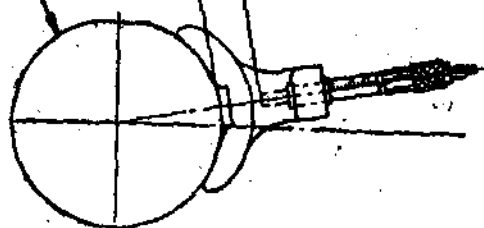
6. Установка бабки на коронный угол. Вначале отпустите болты (25 на фиг. 1), прикрепляющие кронштейн коронной шестерни, а также

КАЛИБР ДЛЯ СЕГМЕНТА ШЕСТЕРНИ



ГИЛЬЗА
РАБОЧЕГО
ШПИНДЕЛЯ

0,922"



Фиг. 7.

отпустите болты, прикрепляющие пружинный кронштейн (11 на фиг. 4). Поверните бабку, поставив ее на коронной угол, пользуясь нулем (12 на фиг. 4) и градуировкой. После этого затяните болты (16 и 17 на фиг. 1 и другие, на ней не показанные), прикрепляющие бабку.

В это же время кронштейн для пружины коронной шестерни (11 на фиг. 4) должен быть установлен так, чтобы коронная шестерня и сегмент были в зацеплении. Вначале затяните гайку на кронштейне, сжав пружину до отказа, а затем поверните назад на $1/16"$ (один полный оборот). Потом установите кронштейн коронной шестерни (23 на фиг. 1) так чтобы нулевое деление на указателе (22 на фиг. 1) пришлося против деления на борту, и затяните временно болты (26 на фиг. 1), прикрепляющие кронштейн

коронной шестерни. Установите кронштейн (11 на фиг. 4) для пружины в Т-образном пазе, ставя его так, чтобы ролик касался фланца коронной шестерни. Закрепите кронштейн в этом положении.

7. Установка кронштейна коронной шестерни. Вращайте станок вручную до тех пор, пока люлька не станет в нижнее положение, как показано делениями (14 на фиг. 1). Отпустите болты (25 на фиг. 1), прикрепляющие кронштейн, и установите кронштейн так, чтобы нулевое деление на указателе (22 на фиг. 1) совпало с линией на борту. После этого затяните болты (25 на фиг. 1).

При катании люльки линия на борту может отойти от нуля на указателе (22 на фиг. 1). Эта линия должна находиться в крайне далеком расстоянии от нуля в положении люльки в центре и должна совпасть опять с нулевым делением при положении люльки выше центра на том же расстоянии, как и ниже центра.

Убедитесь в том, чтобы кронштейн для пружины (11 на фиг. 4) был в таком положении, чтобы обеспечивал полное постоянное зацепление сегмента и коронной шестерни и чтобы ролик на кронштейне не заедал ни в каком положении катания. Если кронштейн для калибра, разделяющего припуски (14 на фиг. 4), будет стачиваться о бабкой (§ 15), то он должен быть удален.

8. Установка делительного диска. Проверьте число торцов делительного диска (9 на фиг. 4), который должен иметь их столько же, сколько имеет зубьев нарезаемое зубчатое колесо или шестерни. При смене дисков вначале удалите четыре винта (7 на фиг. 4), а потом, пользуясь этими винтами в отверстиях (8 на фиг. 4), снимите диск. Озабочьтесь, чтобы надежный новый диск был плотно притянут к заплечку шпинделя.

Хомутик (10 на фиг. 1) на конце заборного рычага делителя должен быть удален при смене делительных дисков.

9. Установка собачки делительного механизма. При изменении настройки станка с обработки зубчатого колеса для обработки шестерни, или обратно, необходимо заново установить положение, при котором делительный механизм выключается или поворачивается на следующее деление. Делительный механизм должен выключиться или поворачиваться после того, как стойка (8 на фиг. 2) достигнет своего крайнего внешнего положения, при котором заготовка шестерни может быть заменена, прежде чем механизм откроется. Однако механизм должен начать поворачивать обрабатываемый предмет несколько ранее, чтобы успеть выполнять эту работу, прежде чем стойка начнет идти обратно.

Собачка, контролирующая время работы механизма, держится в пазу рычага (5 на фиг. 4). При помощи кривошипной ручки на конце вала (4 на фиг. 2) вращайте станок вручную на полный цикл и следите, работает ли делительный механизм в надлежащее время. Если делительный механизм работает неправильно, то установкой собачки на рычаге (5 на фиг. 4) внесите поправку. Для зубчатых колес положение собачки в конце паза будет близко к стержню вращения (6 на фиг. 4), а для шестерни положение собачки будет в противоположном конце. Собачку следует ставить в такое положение, чтобы работа делительного механизма была окончена, прежде чем стойка (8 на фиг. 2) с резцами начнет свое движение к заготовке. Это позволяет работать делительному механизму с максимальным запозданием, давая более широкий предел для установки автоматического выключателя.

10. Установка резцов. Поднимите рычаг (10 на фиг. 2) кулачкового ролика, как показано на фиг. 2; вывод ролик из кулака, и, при помощи

приводящей ручки (1 на фиг. 2), передвиньте стойку (8 на фиг. 2) в крайнее заднее положение.

Поставьте нижний резец к клину (23 на фиг. 3), оставляя зажимные болты свободными. Болты не должны выступать с наружной стороны резца. Смотрите за тем, чтобы откидной суппорт был в рабочем положении; если требуется его выдвинуть, то нажмите на frictionный стержень (19 на фиг. 3) так чтобы суппорт вышел вперед. Поставьте калибр (3 на фиг. 3) в положение фиг. 3 и, придерживая его плотно к ползунам, продвиньте его, минуя резцы. Одновременно отрегулируйте резец вперед или назад так, чтобы конец его позволял пройти калибру поверхностью, помеченной "Go" („проходит“), но не поверхностью "No go" („не проходит“). Затяните зажимные болты (25 на фиг. 3) и проверьте настройку.

Затем резец должен быть установлен по высоте. Поставьте нижний калибр (14 на фиг. 3) в положение, показанное на фиг. 3, придерживая его плотно к нижнему откидному суппорту. Отпустите болты (13 на фиг. 3) и продвиньте резец вверх или вниз, пользуясь винтом (15 на фиг. 3) до тех пор, пока он не подойдет к калибру без соприкосновения с ним. Затяните болты (13 на фиг. 3) и проверьте настройку.

Теперь можно установить верхний резец по длине и высоте таким же способом, как приведенный выше для нижнего резца. Особотьтесь, чтобы откидной суппорт был выведен в рабочее (режущее) положение, а также пользуйтесь верхним калибром для высоты резца. Один и тот же калибр (3 на фиг. 3) применяется для установки обоих резцов по длине. Верхний калибр для высоты пригоден для установки всех верхних резцов, а нижний — для высоты всех нижних, независимо от угла давления. С калибрами надо обращаться бережно, чтобы не нарушить их точности. Резцы должны быть поставлены в пределах 0,005" всех калибров.

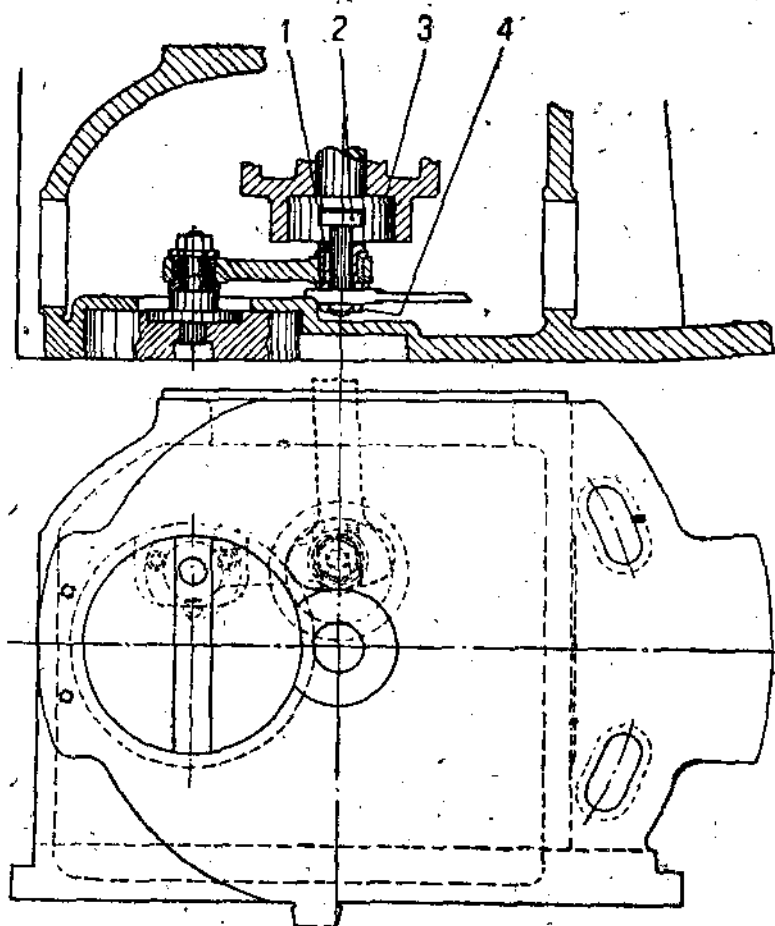
Теперь необходимо установить калибр (18 на фиг. 3) при помощи которого можно быстро поставить резцы в правильное положение после их заточки. Освободите винт (21 на фиг. 3), вставьте калибр в отверстие нижнего крошителя (24 на фиг. 3), поверните конец калибра над концом нижнего резца и установите крошитель (24 на фиг. 3) так, чтобы калибр достиг резца, в действительности его не касаясь. После этого затяните винт (21 на фиг. 3). Пользуясь тем же калибром, установите верхний крошитель (17 на фиг. 3) для верхнего резца таким же способом. Теперь резцы могут быть сняты для заточки и поставлены обратно, пользуясь только калибром (18 на фиг. 3).

Клинья (23 на фиг. 3) предназначены для небольшого изменения угла давления резцов для того, чтобы изменить рабочий профиль прорезаемых зубьев. Для увеличения угла давления продвиньте клин вправо, а для уменьшения — влево. Освободите закрепляющий винт (22 на фиг. 3) для этой регулировки. Каждое деление на клиньях равно изменению угла давления на 5'.

11. Установка угла зубца. Освободите гайку (1 на фиг. 3) и гайку (16 на фиг. 3). Пользуясь торцовым ключом, вращайте винт (6 на фиг. 3) до тех пор, пока чтение на делениях (2 на фиг. 3) не укажет, что нижнее плечо встало на соответствующий угол зубца. После этого затяните гайки. Отпустите гайки (5 и 12 на фиг. 3) и установите верхнее плечо таким же способом. Затяните гайки после того, как регулировка окончена.

Как предосторожность обычно следует устанавливать плечи на угол больший на 5', чем правильный угол зубца. Это дает достаточный припуск для последующей регулировки для получения точного размера зубца.

12. Установка длины хода. Длина хода резцов должна быть на $\frac{1}{8}$ "



Фиг. 8.

больше длины прорезаемых зубцов. Длина хода — расстояние, проходимое любым ползуном от своего крайнего переднего положения назад, и определяется непосредственным обмером.

Вначале снимите крышку, помеченную „Wrench opening“ („Ключевое отверстие“) наверху стойки. Вращайте вал (3 на фиг. 2) кривошипной ручкой, пока ползуны не сделают полного хода, и определите длину хода, на который станок установлен.

Продолжая вращать вал, поставьте Т-образный паз в кривошипном диске (3 на фиг. 8) в вертикальное положение. Отпустите гайку (4 на фиг. 8) и подвиньте болт (2 на фиг. 8) к центру или от центра кривошип-

ного диска, пока не получится требуемый ход. Полезно помнить, что одна канавка на втулке (1 на фиг. 8) представляет $\frac{1}{8}$ " в изменении хода. После установки хода необходимо туго затянуть гайку (4 на фиг. 8).

Ввиду того, что гайка (4 на фиг. 8) не так легко доступна, рекомендуется следующий метод для затяжки и освобождения гайки: держите втулку в положении, показанном на фиг. 8, и при помощи кривошипной ручки (3 на фиг. 2) на валу (3 на фиг. 2) качайте кривошипный диск. Это очень важно, чтобы гайка (4 на фиг. 8) была туго затянута, после того как регулировка закончена.

13. Укрепление нарезаемой шестерни. Вначале определите расстояние от вершины конуса до конца шпинделя, складывая вместе "толщину оправки" (§ 1) и расстояние от вершины конуса до задней поверхности обрабатываемой заготовки (этот размер можно получить из чертежа).

На борту бабки (13 на фиг. 4) проставлен размер, являющийся расстоянием между лицевой стороной (4 на фиг. 4) заднего диска, когда конец шпинделя отстоит от центра станка в точности на 3,500". Вычтите 3,500" из расстояния от вершины конуса до конца шпинделя (найденное, как указано выше) и к разности прибавьте размер, нанесенный на борту бабки (13 на фиг. 4). Полученный таким образом размер является расстоянием между лицевой стороной (2 на фиг. 4) гильзы сегмента и лицевой стороной (4 на фиг. 4) заднего диска, и им пользуются при установке шпинделя. Для наглядного объяснения см. фиг. 6.

Поставьте заготовку на оправку. Освободите гайки (15, 16 и 17 на фиг. 1) и при помощи вала (10 на фиг. 4) отрегулируйте бабку так, чтобы расстояние между лицевой стороной (2 на фиг. 4) и лицевой стороной (4 на фиг. 4) было равно найденному ранее. После этого затяните гайки. Для удобства обмера этого расстояния обычно делают специальный напильник с точным требуемым размером.

14. Установка ползунов. Ползуны должны быть установлены так, чтобы резцы проходили на $\frac{1}{8}$ " дальше малого конца и на $\frac{1}{4}$ " дальше большого конца зуба.

Кривошипной ручкой (1 на фиг. 2) подвиньте стойку (8 на фиг. 2) к прорезаемой заготовке и потом вращайте вал (3 на фиг. 2) кривошипной ручкой до тех пор, пока нижний резец не станет в крайнее переднее положение (ближайшее к центру станка). Освободите болт (9 на фиг. 3) и продвиньте нижний ползун так, чтобы режущая кромка нижнего резца прошла на $\frac{1}{8}$ " дальше малого конца зуба. При этом необходимо предусмотреть, чтобы стальной суппорт был в рабочем положении. После этого затяните болт (9 на фиг. 3). Теперь продолжайте вращать вал, пока верхний резец не станет в крайнее переднее положение, и установите верхний ползун так, чтобы режущая кромка резца прошла малый конец зуба на $\frac{1}{8}$ " дальше. Не забудьте затянуть болты после окончания установки.

Если расстояние от вершины конуса до середины зубца меньше чем на $1\frac{1}{4}$ ", то ползуны не могут быть продвинуты вперед без оледующей регулировки: удалите фрикционную коробку (20 на фиг. 3), фрикционный стержень (19 на фиг. 3) и крышку из листового железа (8 на фиг. 3), покрывающую паз на переднем конце ползуна. Освободите болт (9 на фиг. 3) и продвигайте нижний ползун назад, пока брусок,двигающий ползун, не выйдет из паза. Поверните этот брусок на 180° и протолкните нижний ползун вперед настолько, чтобы брусок вошел обратно в паз. Повторите то же самое с верхним ползуном. После этого поставьте на свои места снятые раньше детали.

15. Разделение припуска. Прежде чем приступить к разделению припуска, необходимо, чтобы заготовка не была слишком туго зажата на оправке. Вращайте вал (3 на фиг. 2) кривошипно-ручкой, пока резцунные кромок резцов не станут в линию (одна непосредственно над другой). Продвигайте стойку осторожно к центру станка и одновременно поворачивайте заготовку на оправке так, чтобы резцы обхватили зуб и последний туго сидел бы между ними. Задерживая начерно прорезанную заготовку в этом положении, поставьте палец калибра разделения припуска на сторону начерно прорезанной впадины. После этого отведите стойку обратно и снимите заготовку с оправки.

Если угол начального конуса обрабатываемой шестерни меньше 30° и требуется значительное катание, то может случиться, что, ввиду столковования кронштейна (14 на фиг. 4) калибра с бабкой, пользоваться стандартным калибром (15 на фиг. 2) разделения припуска невозможно. Это положение должно быть определено пробой.

Если пользуются шпоночной канавкой и отверстием для шпильки в заготовке, вместо калибра для разделения припуска, то правильная установка начерно прорезанной заготовки может быть получена путем помещения зуба между резцами, как это было описано выше. Выполняя это, возможно, что потребуется слегка повернуть шпиндель. Кроме этого, в кронштейнах (11 на фиг. 1) делительного плунжера имеется небольшая регулировка. Накатанная ручка (12 на фиг. 1) имеет градуированные деления, каждое из них представляет около $0,002''$ по внешней окружности $12''$ зубчатого колеса.

16. Установка автоматического выключателя. Автоматический выключатель (21 на фиг. 2) при помощи зацепки (6 на фиг. 2) останавливает станок, после того как прорезка всех зубьев на заготовке закончена. После окончания прорезки каждой шестерни или колеса он автоматическим устанавливается. Будучи один раз отрегулирован на определенное число зубьев, он не требует дальнейшего ухода. Для того чтобы установить автоматический выключатель, вначале отпустите закрепляющий винт (20 на фиг. 2). Держите вниз освобождающий рычаг (18 на фиг. 2) и поверните накатанную ручку (19 на фиг. 2) влево до тех пор, пока стрелка не покажет на циферблате на 1 или 2 зуба больше числа зубцов на обрабатываемом колесе или шестерне. После этого отпустите освобождающий рычаг (18 на фиг. 2) и поверните накатанную ручку (19 на фиг. 2) так, чтобы стрелка указывала на циферблате точное число зубьев. Затяните винт (20 на фиг. 2) для сохранения установки.

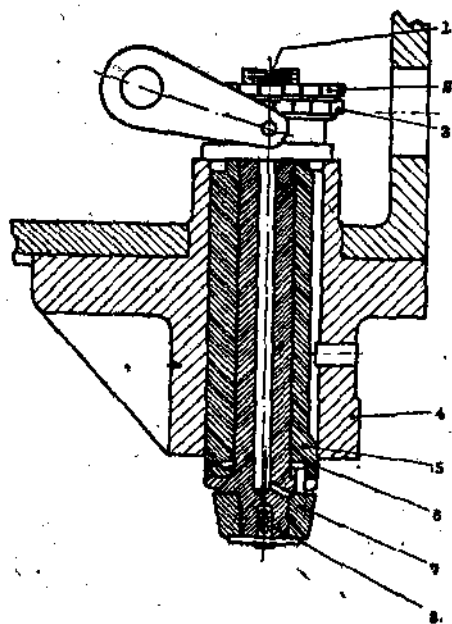
Приподняв зацепку (6 на фиг. 2), станок можно остановить в любое время без нарушения установки автоматического выключателя. Если необходимо начать прорезать шестерню вокруг, начиная от того места, в котором станок был остановлен, необходимо нажать освобождающий рычаг (18 на фиг. 2). Этим циферблат и механизм будут возвращены в первоначальное положение.

Автоматический выключатель приводится в действие имеющейся на сегменте кулака подачи (17 на фиг. 2) собачкой. Он должен выключаться в то время, чтобы станок остановился при закрытом делительном механизме и, когда стойка дойдет до своего крайнего внешнего положения, при котором у рабочего будет достаточно места, снять законченную шестерню и поставить на ее место заготовку. Если можно пользоваться другими подачами, то возможно, что автоматический выключатель будет действовать либо слишком рано или поздно. В таком случае отрегулируйте собачку так, чтобы выключение происходило вовремя.

12. Пуск станка и пререзка шестерни. Прежде чем пускать станок в ход, убедитесь в том, что все гайки туго затянуты, все крышки прикреплены на место и все ключи сняты со станка. Во время работы станка проверьте правильность функционирования откидной державки суппорта.

При помощи кривошипной ручки (1 на фиг. 2) продвиньте стойку внутрь так, что бы кулачковый ролик мог быть опущен рычагом (10 на фиг. 2) в канавку кулака. Если случится, что рабочий подъем кулака будет находиться наверху, то рычаг (10 на фиг. 2) нельзя нажать до самого нижнего положения, так как неподвижный останов держит стойку. В этом случае следует опустить кулачковый ролик вниз, насколько это возможно и пустить станок в ход, одновременно следя за движением стойки, при отходе которой назад следует нажать рычаг (10 на фиг. 2) вниз.

РЕГУЛИРОВКА РОЛИКА ПОДАВЛЕННОГО КУЛАКА



Фиг. 9.

Для пуска станка потяните рычаг (7 на фиг. 2) в левую так, чтобы защелка (6 на фиг. 2) вошла в прорез в нижней части прутка (9 на фиг. 2). Пустив станок в ход, остановите его, когда стойка достигнет крайнего внешнего положения, но прежде чем делительный механизм начнет работать. Поставьте обрабатываемую шестерню на оправку и отрегулируйте ее положение пальцем калибра для разделения припуска. Если вы пользуетесь стандартным калибром для разделения припуска, то необходимо иметь делительный механизм закрытым. Закрепите обрабатываемую шестерню на оправке, пустите станок в ход, прорежьте один зубец, обмерьте его, отрегулируйте (если требуется) его угол и прорежьте следующий зубец.

Повторяйте эту операцию до тех пор, пока не получится зубец правильного размера, после чего закончите обработку всех зубцов под правильный размер. Прежде чем делать каждую регулировку угла зубца, нажмите освобождающий рычаг (18 на фиг. 2). Это поставит автоматический выключатель в рабочее положение, которое остановит станок, когда все зубцы будут закончены под размером. После того как достигнут правильный размер зубца на первой шестерне, в последующих требуется только разделить припуск при помощи специально для этого построенного калибра и пустить станок в ход, потянув рычаг (7 на фиг. 2).

РЕГУЛИРОВКА СТАНКА

Регулировка некоторых мест станка требует специальных инструкций.

18. Подтяжка фрикционной муфты. Фрикционная приводная муфта на станке представляет собой 2-дюймовый тип. Для компенсации износа необходимо вытянуть шпильку (11 на фиг. 2) и повернуть на 1 или 2 зубья колесчатое соединение по направлению часовой стрелки.

19. Регулировка ролика подающего кулака. Когда канавка на подающем кулаке разработалась настолько, что стойка (18 на фиг. 2) больше не прилегает плотно к останову во время положения обкатки, ролик подающего кулака (7 на фиг. 9) должен быть отрегулирован для исправления этого состояния. Этот ролик насажен на стержень (8 на фиг. 9), который на $\frac{1}{16}$ " эксцентричен с втулкой (5 на фиг. 9). Вращением стержня во втулке можно изменить положение стойки в отношении кулака.

Для регулировки кулачкового ролика удалите сначала крышку непосредственно над рычагом (10 на фиг. 2). Отпустите контргайку (2 на фиг. 9), пользуясь прорезом (1 на фиг. 9), наверху стержня (8 на фиг. 9), чтобы удержать его от вращения. Примите меры, чтобы специальная гайка (3 на фиг. 9) не была повернута, ибо она контролирует глубину посадки ролика в кулаке. Отверните контргайку (2 на фиг. 9) настолько, чтобы можно было опустить стержень вниз и разъединить зубцы (6 на фиг. 9).

Затем слегка поверните стержень и затяните контргайку (2 на фиг. 9), предварительно поставив зубцы в зацепление. На конце втулки имеется 120 зубцов, каждый из которых регулирует перемещение от 0 до 0,003", в зависимости от положения стержня. Необходимое количество регулировки может быть найдено, пользуясь щупом между остановом и обработанным приливом (4 на фиг. 9), когда стойка в положении обкатки. Точное количество регулировки стержня (8 на фиг. 9) должно быть найдено, пробуя держать стойку заочеченным приливом (4 на фиг. 9) к останову с небольшим нажимом. Наша практика показала, что наиболее удовлетворительная регулировка стержня (8 на фиг. 9) получается, давая 1 или 2 зубца больше, чем это требуется, для того чтобы держать обработанный прилив к останову без всякого давления.



Фиг. 10.

Если нижнее плечо удалено со станка, то регулировку легко произвести через прорез в раме (фиг. 9). Нужно иметь в виду, что удаление плеча не обязательно необходимо, чтобы сделать регулировку.

20. Регулировка хода откидной державки. Ход откидной державки можно менять, освобождая закрепляющие винты (11 на фиг. 3) и потом регулируя винты (10 на фиг. 3). Эта регулировка сделана во время монтажа станка, дав ход державке от 0,055" до 0,062". Случай, при котором потребуются изменить эту установку, не может иметь места.
